Н. М. ЩАПОВ

Профессор, доктор технических наук,
лауреат Сталинской премии

ТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОСТАНЦИЙ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ДОПОЛНЕННОЕ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА 1961 ЛЕНИНГРАД

ЭГ-5-4

В книге рассматриваются современные гидротурбины, их регулирование, рабочий процесс, свойства их различных систем, типов и конструкций, области их применения, их подбор к местным условиям отдельных гидроэлектрических станций, изготовление, эксплуатация и испытания.

Книга предназначена в первую очередь служить пособием для проектировщиков, строителей и эксплуатационных работников гидростанций и может быть полезной студентам инженерно-строительных и энергетических вузов, а отчасти и машиностроительных.

Автор Николай Михайлович Щапов

ТУРБИННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОСТАНЦИЙ

Редактор *Г. И. Кривченко* Техн. редактор *Н. И. Борунов*

Сдано в набор 28/VI 1961 г. Подписано к печати 19/X 1961 г.
Т-12215 Бумага 84×108 1/16 32,8 печ. л. Уч.-изд. л. 40,5
Тираж 4 500 экз. Цена 2 р. 18 к. Заказ 360

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Среди естественных ресурсов сил нашей Родины водная энергия занимает одно из первых мест. Ее широкое и правильное использование является важной общегосударственной задачей и с первых лет Советской власти привлекает к себе пристальное внимание и неустанные заботы партии и правительства.

В дореволюционное время права частной собственности на землю и воду и их юридическая запутанность, отсутствие капиталов, происки конкурентов — владельцев тепловых электростанций, слабая индустриализация страны не только тормозили широкое использование водной энергии, но и делали его практически невозможным.

Только после Великой Октябрьской социалистической революции, когда государство стало полноправным хозяином земли и воды, организовало по-новому, на социалистических началах труд своих граждан и создало в стране новую мощную промышленность, стало вести и развивать хозяйство страны на основе единого, общего государственного плана, только тогда стала широко использоваться в стране и водная энергия. Это использование пошло такими крупными шагами, что за первые 10—20 лет строительство гидроэлектростанций по своему размаху стало в один ряд со строительством технически передовых капиталистических стран, а за 30 лет и обогнало его.

Затраты на строительство гидростанции определяются главным образом ее гидротехническими сооружениями. Между тем сердцем ее является гидроагрегат — объединение гидротурбины с электрическим генератором; теперь работа турбины непосредственно на иную рабочую машину является исключительно редким случаем. Все остальные сооружения станции предназначаются для обслуживания именно агрегата: или для снабжения его водой, или для отвода от него электрической энергии в определенных, диктуемых сетью условиях.

Данное пособие имеет целью ознакомить читателя с одной из двух составных частей гидроагрегата — гидротурбиной и непосредственно обслуживающими ее механизмами — турбинным оборудованием гидростанций.

У специалиста по турбинам работа может быть очень разнообразной. Он может работать: как сотрудник научного учреждения, изучающего и совершенствующего турбины; как расчетчик, конструктор или технолог завода-изготовителя турбин; как инженер, проектирующий и строящий гидростанции, монтирующий и эксплуатирующий турбины; наконец, как преподаватель, подготавливающий новые кадры специалистов.

Наша книга не претендует быть исчерпывающим руководством по гидротурбинам, способным удовлетворять и научного исследователя и инженера, проектирующего, строящего и эксплуатирующего турбины и гидростанции.

Данное руководство ставит перед собой более узкие цели. Не давая ни полной теории и расчета рабочего процесса и основного рабочего органа турбины — ее рабочего колеса, ни расчета на прочность ее деталей, оно не предназначено для машиностроителей. Его основная задача — обслуживать проектировщиков гидростанций и отчасти эксплуатирующих их инженеров.

В отдельных своих частях книга может быть использована как учебное пособие, предназначенное в первую очередь для гидротехнических и гидроэнергетических отделений строительных и энергетических втузов. Для втузов машиностроительных она может быть пособием лишь вспомогательным.

В некоторой доле книга может быть использована также и исследователями как лабораторных (модельных), так и натурных (эксплуатируемых) турбин.

Но и эти задачи очень ответственны, так как правильный подбор турбинного оборудования для данной гидростанции, правильное его размещение и эксплуатация — все это вместе или сокращает капиталовложения, или де-

лает работу станции безаварийной, или удлиняет срок службы оборудования и, наконец, — и это может быть самое важное — повышает полезно используемую долю располагаемой водной энергии, т. е. повышает энергетические показатели гидростанции.

Чтобы хорошо спроектировать гидростанцию, надо правильно выбрать число, систему, тип, конструкцию и основной размер (диаметр) ее турбин и удачно расположить их в машинном здании.

Для этого нужно быть хорошо знакомым с видами турбин (их «типоразмероконструкциями»), знать как их свойства, так и требования, предъявляемые к ним гидростанциями в разных случаях; надо уметь при проектировании взаимно согласовывать с этими требованиями свойства как турбин, так и генераторов; надо уметь определять габаритные размеры выбранного оборудования и увязывать его с сооружениями гидростанции.

Нагрузка турбины при ее работе все время меняется; тем не менее турбина, обычно вращая трехфазный генератор с постоянной частотой тока, должна сохранять свое число оборотов в минуту постоянным; это достигается автоматическим ее регулированием. Следовательно, проектировщик гидростанции должен понимать принципы регулирования, знать основы устройства автоматических регуляторов и уметь увязывать с ними турбины и генераторы.

При эксплуатации турбины надо знать ее поведение при разных условиях и заставлять ее работать: 1) в условиях, экономически выгоднейших; 2) в условиях надежности ее работы, далеких от возможных аварий, и 3) в условиях прочности ее частей в отношении их износа.

Жизнь, а с нею наука и техника быстро идут вперед. Как бы ни было полно полученное инженером образование, его знания со временем окажутся неполноценными, если он своевременно не будет их пополнять. Основной способ широкого их пополнения — следить за соответствующей литературой, журнальной и книжной, за новыми сводными руководствами, монографиями, сборниками трудов различных организаций. Только будучи в курсе современной мысли, инженер может расти сам, может содействовать росту окружающих и быть им полезным советчиком, может судить и о ценности своих достижений.

Всякий систематически работающий в определенной специальности и любящий ее, будучи в первую очередь практическим работником, имеет право, может и должен быть, кроме того, и научным исследователем. Для этого он должен развивать свои наблюдательность и способность к обобщениям. Он имеет возможность наблюдать частные явления, которые еще не приходилось, может быть, наблюдать другим. Он стремится вызывать повторение явлений полезных, препятствовать повторению вредных. Он задумывается над причинами, вызывающими эти явления, над способами воздействия на них; связывая следствия с причинами, он открывает новые закономерности; этим он двигает вперед и науку и технику.

Свои выводы он должен сообщать другим в виде докладов или печатного материала. Тогда они вызовут критику и, следовательно, будут признаны или исправлены. Если они верны, они станут достоянием многих и будут использованы на общую пользу.

При этом его подстерегают три опасности. Наблюдатель часто предполагает, что те выводы, к которым он пришел, другим давно известны, только ему они кажутся новыми; тогда о сообщении их другим и не стоит заботиться. Другой наблюдатель как раз открывает известное и торопится сообщить это другим. Чтобы избежать того и другого, наблюдатель должен хорошо знать свой предмет, располагать указаниями на литературу, где он может наводить нужные справки, а в затруднительных случаях должен советоваться с более опытными и хорошо знающими литературу товарищами.

Третья опасность угрожает людям, способным к изобретательству, но не имеющим достаточных знаний и широкого кругозора в соответствующей области. Они часто предлагают остроумные схемы новых устройств, в частности гидродвигателей, и затрачивают много труда на их разработку и опробование. Между тем в большинстве случаев оказывается или что машины по этим схемам когда-то уже применялись, а затем были заменены лучшими, или что схемы новы и принципиально возможны, но они бесспорно уступают уже находящимся в употреблении по тем или другим своим рабочим показателям. От такой опасности может и должен предостеречь изобретателя ближайший к нему инженер-специалист по гидромашинам или гидротехнике, направив его изобретательскую мысль в полезном для жизни направлении.

Инженер в своей практической деятельности окружен менее квалифицированными помощниками. Всякий человек должен расти — повышать свою квалификацию. Это повышение достигается и опытом и ученьем. Инженер должен заботиться о повышении квалификации своих помощников, обращая их

внимание на ими незамечаемое, разъясняя ими непонимаемое, заинтересовывая их чтением специальной литературы и ведением наблюдений, делая доклады сам и вызывая на представление докладов их.

Надеемся, что наша книга в какой-то степени поможет давно окончившему втуз инженеру пополнить некоторыми новыми знаниями и свой запас и запас своих помощников, что она поощрит стремящегося к научным исследованиям практика и предохранит его от трех подстерегающих его указанных выше опасностей.

Знание прошлого помогает предвидеть будущее; опыт прошлого учит, как воздействовать на ход будущего в желательном направлении. Гидротурбиностроение прожило, развиваясь, долгую жизнь, будет развиваться, видоизменяясь, и впредь. Весьма поучительно кратко вспомнить его историю, и важно намечать пути дальнейшего его развития, тем более что оно теперь в СССР находится в связи с быстрой электрификацией страны и постройкой крупнейших гидростанций на особо сильном подъеме.

Жизнь русского народа на всем ее протяжении была связана с реками великой Русской равнины. Естественно, что использование их энергии всегда его интересовало и что русским деятелям принадлежит ряд достижений в этом использовании. Мы можем гордиться среди многих других славных имен и именем скромного плотинного мастера И. Е. Сафонова, построившего в первой половине XIX в. в глухом уголке Урала первую гидротурбину одновременно с высокообразованным французом Фурнейроном, и именем великого ученого Н. Е. Жуковского, создавшего в начале XX в. теорию крыла, которая теперь лежит в основе наиболее совершенных способов расчета гидротурбин. В России нашли приют и свое второе отечество такие таланты XVIII в., как Д. Бернулли и Л. Эйлер, имена которых связаны с основными формулами гидравлики и созданием лопастных гидромашин.

Талантливые умы России зачастую опережали своими предложениями зарубежные достижения. Но промышленная отсталость царской России, с одной стороны, и долговременное преклонение ее правящих классов и части интеллигенции перед зарубежной культурой — с другой, зачастую вели к неиспользованию этих предложений. Некоторое время спустя аналогичные предложения осваивались на практике за границей и ввозились к нам как зарубежный продукт.

Так было, в частности, и с турбиной Сафонова: несколько турбин его конструкции было построено на Урале, а затем она была забыта; позднее Россия стала снабжаться импортными турбинами.

Было бы, конечно, недопустимым преувеличением утверждать, что все изобретения ведут свое начало от мыслей, высказанных первоначально в России. Несомненно, что все народы земного шара в той или иной мере участвовали в создании культуры человечества. А что доля, внесенная русским народом в эту культуру, очень велика, достаточно доказывают многочисленные и существенные достижения, бесспорно принадлежащие русским людям.

Время, когда изобретательской мысли не было ходу в жизнь, миновало. Теперь каждый советский гражданин сознает, что он один из строителей коммунизма. Он знает, что любое его предложение будет рассмотрено, оценено и, если оно того заслуживает, внедрено в жизнь. Многочисленные научно-исследовательские организации планомерно ведут исследовательскую работу, находя новые виды машин и совершенствуя старые. Могучие машиностроительные заводы Советского Союза в состоянии построить машину любой конструкции и любого размера. На многочисленных работающих и строящихся крупных и малых гидростанциях могут найти применение и быть проверены в производственных условиях любые новые виды гидротурбин.

Это является одной из причин того прогресса в советском гидротурбиностроении, который мы наблюдаем.

Читатель найдет в данной книге советскую «нормальную номенклатуру» гидротурбин, т. е. перечень их видов, подлежащих изготовлению на советских заводах. В капиталистических странах каждый завод имеет собственную номенклатуру, которая, конечно, менее совершенна и полна, чем советская.

Один завод имеет свои достижения, в каких-то отношениях улучшающие выпускаемую им продукцию. Турбины другого завода могут быть лучшими в каких-то других отношениях. В капиталистических условиях каждый завод держит свои достижения в секрете, и турбин, лучших во всех отношениях, ни один завод не выпускает.

Иная картина в Советском Союзе. Здесь заводы обмениваются своими достижениями, помогая друг другу. Между заводами и всеми их обслуживающими организациями у нас не буржуазная конкуренция, а социалистическое соревнование. В это соревнование включаются работники научно-исследовательских учреждений, конструкторских бюро и цехов заводов, проектных бюро, строительных организаций,

эксплуатационных кадров гидростанций. Каждый из них стремится дать большее и лучшее.

Благодаря достигнутому прогрессу наше гидротурбиностроение значительно увеличило производство гидротурбин, осуществив на новых гидростанциях широкое применение автоматизации производственных процессов, завершив полную автоматизацию районных гидроэлектростанций.

В настоящее время наша страна вступает в период развернутого строительства коммунистического общества. XXI съезд Коммунистической партии Советского Союза предусмотрел в семилетнем плане развития народного хозяйства на 1959—1965 гг. обеспечение высоких темпов электрификации народного хозяйства с ростом выработки электроэнергии до 500—520 млрд. *квт·ч* в год и установленной мощности электростанций более чем в 2 раза.

Значительное внимание уделяется дальнейшему развитию гидроэнергетики на базе внедрения более совершенных конструкций гидротехнических сооружений и оборудования. Широкое использование сборного железобетона, облегчение строительных конструкций, применение сварных и сварнолитых элементов в оборудовании способствует значительному сокращению сроков строительства гидростанций и повышению их технико-экономических показателей.

Июньский (1959 г.) Пленум Центрального Комитета КПСС подчеркнул, что решающим условием успешного осуществления семилетнего плана является борьба за технический прогресс во всех отраслях народного хозяйства. «Необходимо,— указывается в постановлении Пленума,— чтобы ученые в содружестве с работниками производства вооружили народное хозяйство новыми теоретическими исследованиями, выводами, рекомендациями и открытиями, которые ускоряли бы технический прогресс во всех отраслях народного хозяйства, способствовали успешному выполнению семилетнего плана».

Конечно, в пособии, рассчитанном в первую очередь на инженера, должны сочетаться и научность изложения и практичность содержания, соответствующие запросам, которые наша жизнь ставит специалисту и которые обрисованы выше.

При этом пособие должно иметь умеренный объем, тем не менее по возможности вмещая все то, что нужно изучающему данную отрасль знания, и не представлять при этом особых трудностей для усвоения своего содержания.

Удовлетворить этим трем требованиям автору книги нелегко. Здесь он должен использовать прием обобщения материала.

Знания и навыки в любой отрасли своей деятельности человечество накапливает постепенно. Они преемственно передаются от поколения к поколению; из последних каждое последующее, восприняв уже известное предшествующему, присоединяет к нему новые знания, совершенствует навыки.

Объем знаний постепенно возрастает настолько, что они становятся усвояемыми новым поколением лишь при условии их обобщения, т. е. сведения многочисленных, трудно охватываемых памятью данных к гораздо меньшему числу покрывающих их положений общего характера. Пользуясь этим, правда нелегким, приемом, автор или лектор и оказывается в состоянии вместить достаточное количество сведений в умеренный объем книги или лекций.

Материал дается нами напечатанным двумя шрифтами. Систематически изучающим пособие рекомендуется сперва последовательно ознакомиться с материалом, напечатанным крупным шрифтом, и лишь при втором чтении изучать напечатанное мелким; в последнем материале часто делаются ссылки и на последующие параграфы.

Далее, читатель вправе требовать от книги указаний, где он может найти подробный материал по вопросу, его интересующему, но недостаточно разобранному в книге ограниченного объема. С этой целью мы обратили особое внимание на литературный указатель, перечислив в нем соответствующие печатные источники и поместив на них ссылки в тех частях текста, которые они способны подробнее разъяснить. Этот указатель очень обширен, и данную книгу можно рассматривать и как путеводитель по соответствующей обширной русской литературе.

На иностранную литературу ссылок мы попрежнему не давали, так как она широко доступна читателю лишь в крупных центрах нашей страны.

Особое внимание мы уделили четкости применяемых терминов, старались везде давать им ясные определения, часто отсутствующие в литературе. В некоторых случаях при разнообразии употребительных терминов применяли лучшие, по нашему мнению, их варианты; при полном отсутствии терминов, соответствующих наличным длинным определениям, мы принуждены были употреблять совсем новые. Опыт показывает, что наши предложения иногда бывали удачными: из предложенных нами за 35 лет терминов многие прочно вошли в русский технический язык данной дисциплины.

Второе издание книги (1955 г.) было нами заново переработано, так что в нем старого, написанного за 15 лет до того текста почти не осталось, хотя, конечно, многое из содержания первого издания 1941 г. было использовано.

За годы, истекшие после второго издания этой книги, наши гидротурбиностроители усиленно шли вперед, подробнее, глубже изучая работу турбин и гидростанций, совершенствуя наличные их типы, создавая новые их конструкции, применяя новые виды расчетов, технологических приемов, исследований.

Настоящее, третье, издание содержит в основном текст второго, однако в него введено очень много иногда крупных, иногда мелких, но часто важных дополнений и изменений, учитывающих последние достижения науки и техники в данной области. Введенные параграфы отмечены в оглавлении звездочками.

Мы во многом обязаны ряду организаций, материалы которых нами использованы при написании книги, в первую очередь Всесоюзному научно-исследовательскому институту гидромашиностроения (ВИГМ) и Ленинградскому металлическому заводу имени Сталина (ЛМЗ), Государственному тресту по организации и рационализации районных электрических станций и сетей (ОРГРЭС), Всесоюзному научно-исследовательскому институту гидротехники имени Веденеева (ВНИИГ) и др. За сообщение ряда сведений благодарим многих товарищей по общему любимому делу и наших бывших учеников, поделившихся с нами опытом и знаниями, и, наконец, ряд иностранных специалистов, которые на наши запросы давали любезные советы и присылали свои труды.

За подробную критику второго издания благодарим И. Н. Смирнова (ЛПИ); мы ее во многом использовали для улучшения содержания третьего издания. Здесь нам также помогли многочисленные ценные материалы временной комиссии по турбинному оборудованию гидроэлектростанций при Государственном научно-техническом комитете Совета Министров СССР.

Наконец, благодарим ряд организаций и частных лиц, которые по нашей просьбе поддержали в 1955 г. своими письмами (в числе около 100) наше обращение в Госэнергоиздат о выпуске третьего издания настоящего труда.

Почти все графики, помещенные в книге, составлены нами, конструктивные же чертежи в значительной доле заимствованы из печатных изданий, помещенных в списке литературы.

Н. ЩАПОВ

От Издательства. Редактирование рукописи «Турбинное оборудование гидроэлектростанций» проводилось Г. И. Кривченко уже после смерти Николая Михайловича Щапова. Вопросы, которые возникали в процессе редактирования рукописи и ее издания, решались Г. И. Кравченко совместно с редакторами Госэнергоиздата Л. П. Марьянским и О. Н. Тистровой.

СОДЕРЖАНИЕ

* Звездочками отмечены параграфы, отсутствовавшие во втором издании.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ГИДРОМАШИНА И ГИДРОТУРБИНА

1-1. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МАШИНА

Машина, преобразующая механическую (не химическую, электрическую, тепловую) энергию жидкости в механическую же энергию твердого тела или обратно, именуется гидравлической (жидкостной) машиной. Первый вид преобразования дает машина-двигатель, виды которой рассматриваются ниже, второй — машина-орудие.

К гидравлическим машинам-орудиям относятся лопастные и объемные насосы и механические водоподъемники.

К машинам обычно не причисляются устройства, в которых преобразование одного вида энергии в другой происходит без посредства твердого движущегося тела, как, например: гальванический элемент (перевод химической энергии в электрическую), трансформатор (перевод электрической энергии с одного напряжения на другое), паровой котел (перевод химической энергии топлива в энергию давления пара) и т. п. Подобные устройства часто называются аппаратами.

С такой точки зрения не гидромашинами, а гидроаппаратами являются струйные насосы (например, [Л. 196 и 6], эрлифты [Л. 218 и 9] и гидравлические автоматы [Л. 220], гидравлические тараны [Л. 240, 145 и 164], пневматические подъемники [Л. 118] и подобные им устройства, в которых происходит не преобразование энергии жидкости в энергию твердого тела или обратно, а лишь обмен энергии между двумя жидкостями или между газом и жидкостью.

Имеются особые гидродинамические передачи между двумя валами с общей осью — гидротрансформаторы и гидромуфты. Их особенность — возможность изменения их передаточного числа во время работы. Будучи передачами, они являются деталями машин, но не представляют собой ни машины-двигатели, ни машины-орудия.

В гидромашинах наиболее часто работает пресная вода. Современные насосы часто перекачивают и другие жидкости: нефтяные продукты, масла, морскую воду, растворы, эмульсии, различные гидросмеси и пульпы со взвешенными частицами грунта, золы, торфа, с кусками угля, картофелем, рыбой и т. п. Гидродвигатели работают обычно на воде или масле, хотя они способны работать и на других жидкостях.

1-2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ДВИГАТЕЛЬ

Гидравлический двигатель (гидродвигатель) преобразует механическую энергию капельной жидкости в механическую же энергию твердого тела, движущегося поступательно (поршня, штока, скалки) или чаще вращательно (вала). Такой жидкостью чаще всего являются пресная вода и масло, гораздо реже — химические растворы, морская вода.

Механическая энергия текущей жидкости может быть трех видов: положения, давления и движения. Энергия первых двух видов (а иногда только первого) именуется потенциальной (запасенной), энергия последнего вида — кинетической (скоростной). Для характеристики количества механической энергии текущей жидкости применяется понятие удельной энергии, т. е. энергии жидкости, взятой в количестве единицы ее веса. Если механическая энергия любого вида измеряется килограммометрами, то такая отнесенная к 1 *кг* жидкости энергия *E* будет иметь размерность длины, т. е. измеряться метрами. Именно в метрах или других единицах длины и выражаются отдельные виды энергии, входящие в суммирующее их и широко применяемое в гидравлике уравнение, выведенное в 1738 г. петербургским академиком Даниилом Бернулли для несжимаемой и невязкой жидкости:

$$E\ кг \cdot м/кг = H\ м = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}, \quad (1\text{-}1)$$

где z — удельная энергия положения над какой-то горизонтальной плоскостью сравнения;

p — давление, *кг/м²*, отсчитываемое от нуля или атмосферного давления и тогда называемое избыточным;

γ — объемный вес жидкости, т. е. вес ее в килограммах в объеме 1 *м³*;

v — скорость жидкости, *м/сек*;

g — ускорение силы тяжести, *м/сек²*.

Небольшими колебаниями объемного веса пресной воды при ее температуре в естественных условиях между 0 и 20° С и при изменении ее давления обычно пренебрегают и принимают для нее $\gamma = 1\,000$ *кг/м³*; о влиянии на к. п. д. турбины неучета изменения γ в зависимости от давления см. § 18-3.

Для теплой воды, отводимой, например, вниз от конденсаторов паровых двигателей, напор которой теперь иногда используется, объемный вес γ принимается меньшим — соответственно ее температуре (табл. 1-1). Для океанской соленой воды (в приливных гидростанциях) $\gamma \approx 1\,030$ *кг/м³*.

Таблица 1-1

Объемный вес воды γ *кг/м³* и ее кинематический коэффициент вязкости ν *м²/сек* в зависимости от температуры

$t°$	0	4	10	20	30	40
γ	999,87	1000,00	999,75	998,23	995,76	992,35
$10^6\nu$	1,792	1,567	1,308	1,007	0,804	0,661

$t°$	50	60	70	80	90	100
γ	988,20	933,38	977,94	971,94	965,56	958,65
$10^6\nu$	0,555	0,477	0,415	0,366	0,327	0,293

Принято считать $g = 9{,}81$ *м/сек²*, хотя на крайнем севере СССР его значение повышается до 9,825, а на юге снижается до 9,782 в соответствии с формулой

$$g = 9{,}806 - 0{,}025\cos 2\varphi - 0{,}000003\,\nabla, \qquad (1\text{-}2)$$

где $\varphi°$ — широта местности;

∇ *м* — отметка ее над уровнем моря.

Учет переменного g см. § 4-4.

На рис. 1-1 изображены три вида гидродвигателей, каждый из которых использует преимущественно один из трех видов энергии.

Слева наливное водяное колесо вращается потому, что одна его наполненная водой половина тяжелее другой. Справа груз поднимается вверх, так как на служащий ему опорой

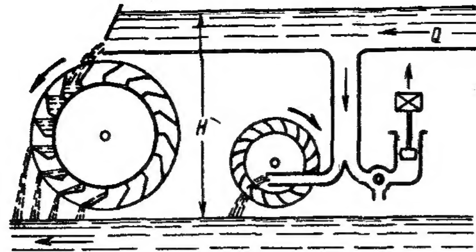


Рис. 1-1. Схемы трех видов гидродвигателей.

поршень вода оказывает давление. Посредине кинетическая энергия воды заставляет вращаться колесо турбины.

Здесь во избежание возможного недоумения необходимо сделать оговорку, что введение в состав удельной энергии жидкости энергии давления является условным. Жидкости почти несжимаемы. Уединенный элемент несжимаемой жидкости (например, весом 1 *кг*) при уменьшении давления почти не расширяется, а следовательно, и не может производить работы, соответствующей изменению его давления; располагаемый им запас энергии определяется лишь энергиями положения и кинетической. Поэтому по существу член $\frac{p}{\gamma}$ нельзя причислять к энергии, несомой самой частицей. Однако при рассмотрении вопросов, связанных с течением жидкости, удобно и эту величину условно включать в энергию частицы, в удельную энергию жидкости. В действительности же при использовании энергии, соответствующей этому члену, работу затрачивает не данная частица, а ряд частиц той же струйки, одновременно изменяющих свои энергии положения и скоростную и воздействующих на данную частицу. Таким образом, постановка буквы E перед трехчленом Бернулли в (1-1) является тоже только удобной условностью.

Пока атомы материи еще не разрушаются, закон сохранения энергии остается в силе. Тогда уединенной частице материи самой по себе вообще не может быть *присвоена способность обладать какой-либо* механической или иной (например, магнитной, химической) энергией. Частицу можно считать обладающей энергией положения (тяготения) только в том случае, если где-то вблизи нее находятся другие частицы или тела. Кинетическая энергия равна $\frac{v^2}{2g}$ только относительно осей координат, принимаемых нами условно неподвижными; при каком-то движении этих осей у той же и так же движущейся частицы эта энергия может оказаться иной и даже равной нулю. Химическая энергия частицы может проявиться в разной степени только при наличии вблизи нее другой частицы того или другого химического состава и т. д.

Однако нам удобно иметь дело с членами уравнения Бернулли и удобно условно приписывать самой частице обладание удельными энергиями, которые на самом деле являются энергиями системы частиц.

1-3. НАЛИВНОЕ ВОДЯНОЕ КОЛЕСО

Такое колесо (рис. 1-2) использует преимущественно энергию положения или весовую. Именно поступающая из лотка струя наполняет ковши правой половины колеса; эта сторона становится тяжелее левой, и колесо начинает вращаться по часовой стрелке. Книзу ковши опоражниваются сами. В небольшой доле участвует в преобразовании и скоростная энергия падающей в ковши струи. Это один из наиболее древних видов гидродвигателей, применявшийся еще в рабовладельче-

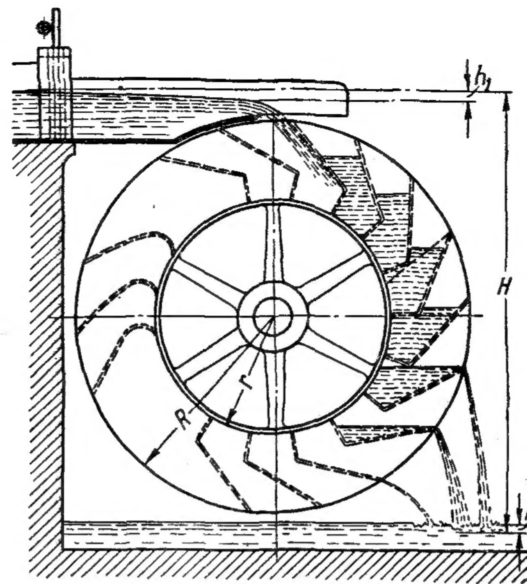


Рис. 1-2. Наливное водяное колесо (на рисунке показаны два варианта формы ковшей).

ском обществе. Водяные мельницы упоминаются в русских летописях впервые в 1267 г. [Л. 68], но существовали, несомненно, и раньше. В XVIII в. водяные колеса, преимущественно наливные, вырабатывали в России огромное для того времени количество энергии. Россия тогда производила больше чугуна, чем Англия, а все ее металлургические заводы работали на водяных колесах. Еще в 1910 г. в России водяные колеса (преимущественно на мельницах) имели мощность 434 000 *л. с.* [Л. 163]. Они в очень небольшой части районов продолжают работать и теперь, но быстро заменяются турбинами.

Такие колеса просто изготовлялись из дерева плотниками. Их к. п. д. довольно высок. Им присущи следующие недостатки: *малое число оборотов в минуту*, громоздкость (из-за чего они не могут иметь большой мощности), неиспользование напора между отметкой слива воды из ковшей и нижним уровнем, снижение к. п. д. *при подъеме нижнего уровня и затоплении* низа колеса. Наибольшее по диаметру (21,3 *м*) наливное колесо работало когда-то в Шотландии. Наиболее мощными на свете водяными колесами (по 400 *л. с.*) были колеса, работавшие до 90-х годов прошлого века в Нарве на р. Нарове.

Есть и ряд других систем водяных колес, кроме наливного, имеющих теперь еще меньшее значение или совсем вышедших из употребления [Л. 80 и 197].

1-4. ВОДОСТОЛБОВАЯ МАШИНА

Такая машина использует энергию давления жидкости. Ее устройство несколько схоже с устройством паровой машины (рис. 1-3); в ней поршень двигается поочередно в двух направлениях, для чего золотник впускает воду под давлением в цилиндр то с одной его стороны, то с другой. Движение поршня передается кривошипным механизмом на вал. Такие мелкие двигатели в XIX в. присоединялись к городским водопроводам. Их использование почти прекратилось с введением электрической передачи и электродвигателей. Теперь они применяются в той или иной форме лишь в виде мелких подсобных механизмов в ряде специаль-

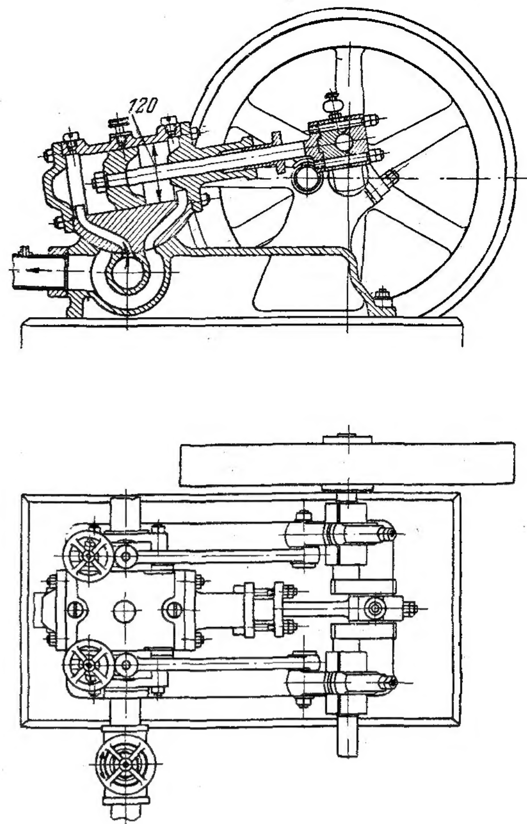


Рис. 1-3. Водостолбовая машина.

ных машин, в частности в станках для обработки металлов. Поршневые двигатели без кривошипного механизма, а лишь с передвижением напряженного штока применяются в гидротехнических устройствах, например для обслуживания затворов, в гидравлических прессах [Л. 158 и 198], а также в виде сервомоторов (§ 14-4) при обслуживании гидротурбин.

1-5. ГИДРОТУРБИНА

Гидравлические турбины, или гидротурбины (ранее — обычно водяные турбины), одних систем (активные) преобразуют в механическую энергию только скоростную энергию капельной жидкости (почти всегда пресной воды), других (реактивные) — скоростную *энергию совместно с энергией давления*.

Энергия положения переводится еще до входа в ее рабочее колесо в эти два вида энергии, а сама как таковая внутри колеса почти не используется, так как современные колеса вообще имеют относительно малый размер по высоте. В некоторых старых системах — турбине Эйлера и сегнеровом колесе — такое использование еще было заметным. Энергия воды передается турбиной ее вращающемуся валу, реже (§ 10-15 и 16-4) — непосредственно органу рабочей машины.

Скоростной вид энергии используется и в некоторых системах водяных колес (например, подливных или пошвенных). Однако вода там работает преимущественно ударом струи о лопасти вращающегося колеса, в турбинах же ударного действия воды избегают, так как оно снижает к. п. д. Вторым отличием таких колес от турбины является сход воды с их лопастей на тех же их кромках, на которых она на них вошла; у турбины же вода проходит через ее колесо насквозь.

Один вид водяного колеса (мутовчатое колесо, § 5-11) имеет много общего с некоторыми видами турбин. Оно бытует на Востоке, несомненно, много столетий, но не имело влияния на развитие современного гидротурбиностроения.

В 1750 г. венгерец Я. Сегнер построил по схеме, незадолго до того предложенной Баркером, гидродвигатель, а затем испытал его. Этот гидродвигатель, известный до сих пор под именем сегнерова колеса, по своему рабочему процессу уже соответствовал современному понятию гидротурбины. Однако двигатель такой системы имел существенные недостатки, предвидеть которые Сегнер не мог из-за недостаточно еще тогда разработанной теории лопастных гидромашин.

Основная теория турбин была создана около 1754 г. петербургским академиком Леонардом Эйлером. Однако его теоретически правильная, а конструктивно несовершенная схема турбины (рис. 1-4) им осуществлена не была. Термин «турбина» (чему по-русски соответствует волчок или вихряк) был предложен французом Бюрденом около 1826 г. Первые практически осуществленные и хорошо работавшие турбины были построены около 1830 г. во Франции Б. Фурнейроном (6 *л. с.* при напоре 1,4 *м*), а в России — немного позднее и, вероятно, независимо от Фурнейрона И. Е. Сафоновым. Первая его турбина (рис. 1-5) при напоре 2,5 *м* и числе оборотов 25 в минуту развивала мощность 36 *л. с.* [Л. 2]. Первое на русском языке систематическое изложение теории и расчета гидротурбин А. Нератова было напечатано в 1841 г. [Л. 169].

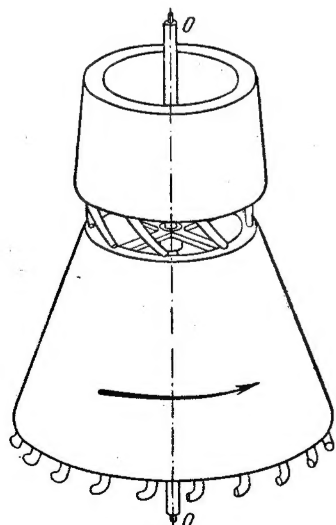
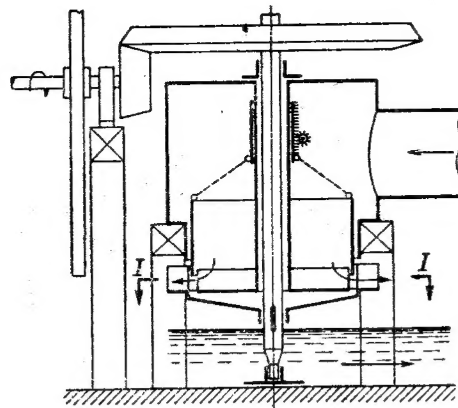


Рис. 1-4. Схема турбины Эйлера 1754 г.



Сечение по I–I

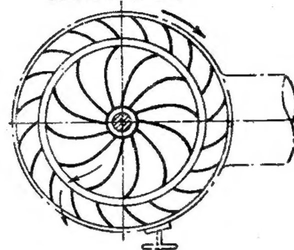


Рис. 1-5. Схема турбины Сафонова 1837—1839 гг.

Вторая половина XIX в. видела широкое развитие разных систем турбин [Л. 224], но лишь в XX в., когда окончательно и широко внедрилась электрическая передача энергии на расстояние и когда искусство построения входящих в состав гидростанций гидротехнических сооружений поднялось на большую высоту, гидротурбины получили огромное значение в обеспечении энергией народного хозяйства.

Задача широкого использования водной энергии в нашей стране была поставлена В. И. Лениным; при нем же такое использование и было начато по плану ГОЭЛРО (Государственному плану электрификации России); за ряд пятилеток оно широко развилось. Возводимые в настоящее время гигантские гидростанции на Волге, Днепре, Ангаре и других реках обеспечат еще более полное использование водной энергии. Они требуют от гидротурбиностроения решения новых, трудных, но почетных задач.

Для такого решения наше гидротурбиностроение вполне подготовлено и по наличию глубоких научных работ, и широким производственным возможностям (на Рыбинской и Угличской гидростанциях работают турбины с диаметром колес 9 *м*, на Волжских — имени В. И. Ленина и имени XXII съезда КПСС — 9,3 *м*; это крупнейшие в мире), и по высокому качеству продукции. (Новые советские турбины на Днепровской гидростанции надежнее в работе и имеют лучший к. п. д., чем там же и одновременно с ними установленные американские турбины.)

Историю развития гидротурбиностроения как вообще на земном шаре, так и особенно подробно в Советском Союзе см. в [Л. 111], а также [Л. 296].

Более точно определение гидротурбины как особого вида гидродвигателя будет дано ниже по ознакомлении с ее рабочим процессом (§ 3-9). Конструкции турбин будут рассматриваться по мере ознакомления с их системами.

С гидротурбинами, работающими на капельной, т. е. почти несжимаемой, жидкости почти постоянной температуры, имеют много общего турбины паровые и газовые, работающие, однако, на газах, т. е. жидкостях переменных объема и температуры, что сильно сказывается на особенностях их рабочего процесса, расчета, конструкции и технологии. Для них характерны работа расширения жидкости и переход ее тепловой энергии в другие виды энергии. Кавитационные явления (гл. 8) в них отсутствуют. Конструктивно и технологически гидротурбины ближе к другим лопастным гидромашинам (насосам), чем к турбинам паровым и газовым, почему производство гидротурбин и лопастных насосов часто объединяется на одних и тех же заводах.

1-6. ОБЩАЯ ЛИТЕРАТУРА ПО ТУРБИНАМ И ТЕРМИНОЛОГИЯ

Современное, но краткое изложение общей теории турбин, а также описание и расчет их конструкций можно найти в Большой Советской Энциклопедии [Л. 279] и в энциклопедическом справочнике «Машиностроение» [Л. 99 и 209]. Учебником для техникумов является книга Щеголева и Гаркави [Л. 297]. Можно рассматривать как популярный курс турбин книгу Вахрамеева [Л. 30]. По программе и назначению близка к данному пособию книга Смирнова [Л. 213]; в ней к некоторым вопросам автор подходит несколько иначе, чем мы; рассмотрение одних изложено полнее у него, других — у нас. Чрезвычайно много материалов содержит справочник под редакцией Морозова [Л. 229], составленный большой группой ленинградских специалистов; в нем приведено и множество цифровых и графических данных по советскому и мировому крупному гидротурбиностроению и ряд рекомендуемых методов расчетов, более многочисленных и часто более подробных, чем их содержит настоящее руководство. По малому турбиностроению сохраняет еще свое значение сборник [Л. 100]. Литература по гидродинамическому расчету турбинных лопастей будет указана ниже (§ 10-2). Расчет деталей на крепость см. [Л. 56 и 100]. Указания по технологии турбин см. [Л. 44 и 119].

В специальных отраслях науки и техники по мере их развития возникают новые, ранее не существовавшие понятия, которым соответствуют полные и точные, но длинные словесные определения. Для сокращения словоупотребления такие определения заменяются в речи терминами, состоящими из одного или немногих слов; эти термины условны, так как они по своей краткости не могут покрывать всех признаков понятия. Новые термины часто возникают стихийно. Тогда их буквальное значение нередко оказывается противоречащим сути понятий, а для соседних понятий они оказываются несогласованными между собой; часто их совсем нет. Это затрудняет быстрый и точный обмен мыслями, усложняет речь и документацию.

В целях упорядочения терминологии Комитет технической терминологии АН СССР систематически рассматривает отдельные дисциплины и устанавливает по ним списки рекомендуемых терминов, давая им определения. Это им сделано при нашем деятельном участии и по терминологии гидротурбин. Соответствующий список [Л. 223] обнимает 215 понятий, указывая для них и термины и буквенные обозначения. Именно эти термины мы применяем ниже. При надобности ввести новое понятие мы указываем и предлагаемый новый термин. В последние годы стали распространяться некоторые новые конструкции турбин, к которым еще не приурочены новые русские термины. В [Л. 192] мы дали список соответствующих рекомендуемых нами терминов.

В рекомендованной терминологии получили, в частности, новые названия и некоторые системы турбин, называвшиеся ранее по именам отдельных лиц. Было признано, что эти названия были присвоены системам часто более или менее случайно, так как соответствующие системы предлагались или были известны и до работы над конструкциями этих лиц, а после них системы получили такие изменения, что стали очень отличаться от своих прообразов.

Даем здесь для справок список таких старых и новых названий систем турбин:

Френсиса — радиально-осевая;
Каплана — поворотнолопастная;
Томанна — лопаточная лопастнорегулируемая;
Пельтона — ковшевая;
Тюрго — наклонноструйная;
Банки — двухкратная.

Для турбины пропеллерной допущен синоним: турбина винтовая.

Замечаем, что русский язык допускает оба вида прилагательных: ковшевой и ковшовый. В гидротурбиностроении укоренился первый вид; именно он рекомендуется и в [Л. 223]. В применении же к экскаваторам предпочитается второй вид.

По существу эти системы турбин будут рассмотрены ниже.

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОТУРБИНЫ И ГИДРОАГРЕГАТА

2-1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС, РЕЖИМЫ И РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ТУРБИНЫ

Совокупность гидравлических явлений, одновременно происходящих в разных частях турбины при передаче ею энергии от воды ее валу, называется ее рабочим процессом. У одной и той же турбины в разных условиях ее работы, а тем более у разных турбин виды их рабочего процесса могут быть различными. Эти виды именуются режимами работы турбины. Внешне режимы турбины определяются ее рабочими параметрами (показателями), т. е. величинами, характеризующими как ее внутренний процесс, так и видимое использование ею водной энергии. К основным (энергетическим) рабочим параметрам турбины относятся пять именованных величин:

мощность N (обычно *квт*);

расход Q (*м³/сек*);

напор H (*м*);

число оборотов в минуту n;

характерный размер (обычно некоторый диаметр D *м*) и одно безразмерное отношение — коэффициент полезного действия (в дальнейшем тексте — к. п. д.) η, увязывающий между собой некоторые из перечисленных пяти.

Названные размерные величины можно увязать еще двумя безразмерными отношениями. Тогда режим некоторой турбины определяется этими тремя отношениями и любыми двумя из пяти размерных величин, остальные же три определяются из этих отношений (§ 4-5).

Кроме рабочих параметров, турбина характеризуется еще и конструктивными параметрами. Ее характерный диаметр относится к тем и к другим.

2-2. МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

Работа турбины внешне определяется той мощностью N, которую она передает своему валу, угловой скоростью его вращения ω или числом его оборотов в минуту n и ее к. п. д. η, т. е. степенью использования ею мощности протекающей через нее воды.

Вода подводится к турбинной установке на некоторой отметке, отсчитываемой от условной плоскости сравнения (часто от уровня моря), и выпускается из этой установки на низшей отметке. Разница этих отметок, т. е. разность потенциальных удельных энергий в верхнем и нижнем бьефах установки, называется ее напором. Часть этого напора тратится на сопротивления в подводящих к турбине устройствах (например, в трубопроводе), не входящих в ее состав. Поэтому рабочий напор турбины H несколько меньше напора установки; более точные определения рабочего напора в разных его видах см. § 7-14.

Мощность турбинного потока, т. е. работа в единицу времени жидкости, спускающейся через турбину с высоты H, соответствующей ее рабочему напору, будет в *кг·м/сек*;

$$N_{пот} = Q\gamma H; \qquad (2\text{-}1)$$

произведение $Q\gamma$ *кг/сек* может рассматриваться как весовой расход. Часть энергии турбинного потока затрачивается на гидравлические потери *в турбине и потери трения в ее деталях*, и только доля этой энергии, т. е. полезная мощность

$$N = Q\gamma H\eta, \qquad (2\text{-}2)$$

отдается через ее вал потребителю этой мощности. Меньший единицы множитель η именуется коэффициентом полезного действия; для сокращения словоупотребления можно было бы его называть полезностью; на иностранных языках соответствующий термин однословен.

Техника предпочитает иметь дело с более крупными единицами мощности, чем *кг·м/сек*, а именно: с лошадиной силой, киловаттом или мегаваттом, причем

$$\left.\begin{aligned} &1\ л.\ с. = 75\ кг\cdot м/сек = 0{,}736\ квт; \\ &1\ квт = 102\ кг\cdot м/сек = 1{,}36\ л.\ с.; \\ &1\ Мвт = 1\,000\ квт. \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}3)$$

Тогда имеем полезную мощность турбины:

$$N = \frac{Q\gamma H\eta}{75}\ л.\ с. = \frac{Q\gamma H\eta}{102}\ квт. \qquad (2\text{-}4)$$

В настоящее время в СССР принято выражать мощность почти всегда в киловаттах, изредка — в мегаваттах; за границей еще часто применяется лошадиная сила.

Приводим несколько простых прикидочных формул:

$$\left.\begin{aligned} N_{пот} &= 9{,}8\,QH\ квт; \\ N &= 9\,QH\ квт; \\ N &= 8\,QH\ квт; \\ N &= 7\,QH\ квт. \end{aligned}\right\} \qquad (2\text{-}5)$$

Множителю 9,8 соответствует $\eta = 100\%$, т. е. теоретической мощности; множителям 9, 8 и 7 соответствуют $\eta = 92\%$ (крупные, мощные турбины в оптимальном режиме), $\eta = 82\%$ (то же, малые турбины), $\eta = 72\%$ (худшие режимы для тех и других). Несколько более точная связь к. п. д. с мощностью турбины указана в § 2-3.

В странах английского языка напор измеряется футами (1 фут = 0,3048 *м*), расход — кубическими футами в секунду (1 куб. *фут/сек* = 0,0283 *м³/сек*), мощность — английскими лошадиными силами, определяемыми как 550 *фунто-фут/сек*. Так как 1 английский фунт равен 0,454 *кг*, то 1 английская *л. с.* (обозначаемая HP) равна 76,04 *кг·м/сек*, или 1,014 (метрической) *л. с.*

Деление турбин на крупные, средние и малые см. в табл. 13-1. Крупные турбины выпускаются заводами Ленинградским металлическим имени Сталина (ЛМЗ) и Харьковским турбинным имени Кирова (ХТГЗ). Средние турбины выпускаются Уральским заводом гидромашин в Сысерти (Уралгидромаш). Малые турбины изготовляет несколько заводов, в том числе в Ливнах, Ереване, Риге, а также Уралгидромаш.

Наконец, возможно деление турбин на серийные, несерийные и индивидуальные. К серийным относятся малые турбины, имеющие большой спрос, изготовляемые заводами в запас и отпускаемые потребителю с их складов. К несерийным можно отнести турбины, проектируемые и изготовляемые лишь по поступлении на них заказов; однако параметры этих турбин таковы, что можно ожидать повторения на них заказов и для других гидростанций. Условия, применительно к которым проектируются турбины крупнейших гидростанций, встречаются настолько редко, что повторение на них заказов маловероятно; такие турбины могут называться индивидуальными (§ 17-2).

По мере развития потребления и производства турбин граница между серийными и несерийными турбинами, естественно, должна передвигаться на большие диаметры.

Всякий двигатель должен регулироваться, а именно, смотря по надобности, в зависимости от снимаемой с него мощности, т. е. нагрузки, можно производить то меньшую, то бóльшую мощность вплоть до некоторой предельной, еще возможной для него при данном напоре. Эта последняя мощность как характерная обычно и указывается для установленной турбины.

Турбины могут быть построены любой малой мощности, но при мощности, меньшей 10 *квт*, они едва ли имеют в СССР практическое значение, разве только в целях радиофикации глухих уголков нашей Родины. Наибольшая мощность турбины 152 *Мвт* (гидростанция Шют-де-Пас в Канаде), у нас — пока 126 *Мвт* (Волжские — имени В. И. Ленина и имени XXII съезда КПСС). Однако у нас уже изготовлены турбины 225 *Мвт* (для Братской), проектируется турбина 508 *Мвт* (для Красноярской); исследуется возможность довести мощность турбины до 1 000 *Мвт*.

Как видно из формулы (2-4), турбины могут иметь одну и ту же мощность при разных сочетаниях напора и расхода, лишь бы (в предположении постоянства к. п. д.) произведение того и другого оставалось постоянным. Такие равномощные при разных напорах турбины должны иметь, однако, разные размеры, а часто они отличаются друг от друга и по типу (по своим относительным конструктивным, а вследствие этого и рабочим параметрам) и даже по системе.

2-3. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНЫ

Этот, всегда меньший единицы коэффициент есть, как уже сказано, отношение мощности, переданной турбиной ее валу, т. е. полезной мощности, к мощности турбинного потока (иначе, мощности теоретической или располагаемой). Очевидно, относительной потерей (можно было бы сказать по аналогии «коэффициентом бесполезного действия» или «бесполезностью») является разность

$$\xi = 1 - \eta. \qquad (2\text{-}6)$$

Турбина может благодаря своему регулированию пропускать больший и меньший расходы и при том же напоре давать бóльшую или меньшую мощность. Однако при этом ее к. п. д. не остается постоянным. Он обычно достигает (рис. 2-1) некоторого наибольшего значения, когда ее мощность несколько меньше предельной и составляет около 70—90% предельной. Таким образом, для турбины являются характерными к. п. д. в двух условиях работы, т. е. в двух режимах: наибольший к. п. д. η_0 в оптимальном (наиболее выгодном) режиме и предельный к. п. д. $\eta_{пр}$ при регулировании ее на наибольшую, предельную для нее при данном напоре и числе оборотов мощность. Графически выраженные зависимости между рабочими параметрами турбины называются ее характеристиками. На рис. 2-1 изображена характеристика простейшего вида.

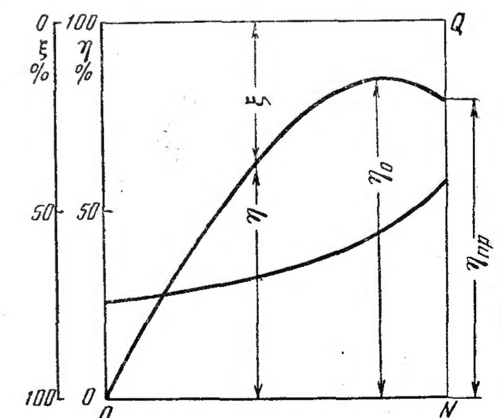


Рис. 2-1. Изменения расхода и к. п. д. турбины при ее регулировании.

Работа турбины между оптимальным и предельным режимами иногда называется ее перегрузкой. Однако эта перегрузка имеет у гидротурбин иное значение, чем у других машин, например электрических. Именно у последних перегрузкой называется режим с такой повышенной мощностью, при которой машина может работать лишь некоторое короткое время. Длительная ее работа при перегрузке недопустима, так как тогда машина портится, например от перегрева. Гидротурбина же обычно может работать в таких режимах длительно и для нее эти режимы являются одними из обычных.

Значение наибольшего к. п. д. η_0 турбины зависит от разнообразных причин: совершенства ее расчета и проекта, качества ее заводского изготовления, ее системы и типа, ее размера и напора, следовательно ее мощности, и т. п. Однако для прикидочных (ориентировочных) расчетов наиболее характерно влияние мощности N; вообще чем турбина мощнее, тем она крупнее, и к. п. д. ее выше. Для таких прикидочных расчетов можно пользоваться данными табл. 2-1.

Таблица 2-1

Приблизительные значения оптимального к. п. д. в зависимости от мощности реактивной турбины

N, *квт*	30	60	100	200	300	600	1 000
η_0, %	80	81	82	83	84	85	86
N, *Мвт*	2	3	6	10	20	30	60
η_0, %	87	88	89	90	91	92	93

Наибольший к. п. д., надежно замеренный у турбин советских гидростанций (так называемый «собственный», § 7-4), равен 93,6% (турбина диаметром 4,875 *м*, напор 15,5 *м*, расход 80,2 *м³/сек*, оборотность 107). В зарубежной литературе несколько раз указывался к. п. д. реактивной турбины 94,4%; насколько это значение достоверно, без изучения приемов его определения сказать нельзя.

Предельный к. п. д. $\eta_{пр}$ более зависит от системы, чем оптимальный; у одних он меньше оптимального, например, на 1%, у других разница доходит до 15%; чаще эта разница составляет 3—5%.

Стоимость турбин вместе с их вспомогательным оборудованием составляет лишь небольшую долю стоимости гидростанции (например, 10, а у наиболее мощных гидростанций и 5%), так как особо велика доля стоимости гидротехнических сооружений. Поэтому не следует экономить на стоимости турбин; если есть возможность повышать их к. п. д., хотя бы при значительном их удорожании, это почти всегда оказывается выгодным для народного хозяйства.

2-4. НАПОР ТУРБИНЫ

Напором вообще мы называем разность удельных энергий текущей жидкости в двух последовательных сечениях потока вдоль его пути.

Используя местные топографические, геологические и гидрологические условия, проектировщик устройством гидротехнических сооружений создает у гидростанции разность уровней верхнего и нижнего бьефов, которая и является напором установки. Как уже указано в § 2-2, рабочий напор турбины H меньше этого напора на величину потерь в сооружениях, подводящих к турбине, а иногда также и отводящих от нее воду.

Вообще турбину можно построить на любой мыслимый напор. Однако при очень малом напоре она или будет пропускать ничтожный расход и давать ничтожную мощность, или должна получить огромные размеры, недопустимые по технологическим, транспортным, строительным и, наконец, экономическим соображениям. Поэтому турбины малой мощности обычно не применяются при напорах, меньших 1,5 *м*, более мощные — при напорах, меньших 3 *м*.

В равнинных местностях (например, на большей части Европейской территории СССР) широко используются напоры порядка 5—20 *м*, в горных — 50—400 *м*, в холмистых предгорных местностях или на порожистых реках — промежуточные.

В природе очень редко встречаются условия для использования самых крупных напоров. Для этого нужно иметь очень крутое падение местности и расположенный высоко и достаточно равномерный по расходу источник воды или по крайней мере должна иметься возможность создать вверху выравнивающее расход водохранилище.

Наиболее крупный в СССР напор (630 *м*) используется на гидростанции в горном районе Казахстана. Крупнейшие на земном шаре напоры используются: в Австрии на гидростанции Рейсек — 1 770 *м* (турбины по 22 800 *квт*) и в Швейцарии на гидростанции Шандолин — 1 742 *м* (турбины по 31 300 *квт*).

Перечни использованных на земном шаре и в СССР напоров и параметры установленных на них турбин см. [Л. 170 и 228].

2-5. РАСХОД ТУРБИНЫ

Расход турбины Q выражается обычно в *м³/сек*, реже — в *л/сек* (и тогда $\gamma=1$ *кг/л*). Очевидно, при той же мощности турбины он тем больше, чем меньше ее напор и к. п. д.; при одной и той же турбине расход тем больше, чем больше ее напор и, следовательно, мощность. При регулировании турбины ее расход изменяется в широких пределах от очень малого до предельного $Q_{пр}$. Этот расход на турбине упомянутой выше гидростанции с напором 1 742 *м* равен лишь около 0,2 *м³/сек*; он доходит до 650 *м³/сек* у крупнейших на свете советских турбин и до 368 *м³/сек* за границей (гидростанция Пиквик в США)).

О применяемом иногда понятии «пропускная способность» турбины см. § 18-6.

2-6. ДИАМЕТР ТУРБИНЫ

За характерный размер турбины, по которому и производится пересчет рабочих параметров с испытанной малой турбины на проектируемую более крупную, принимается один из диаметров ее основного рабочего органа — рабочего колеса. Этот условный диаметр D для турбин разных систем избирается поразному (§ 13-2 и 5-3). Габаритный, т. е. наибольший, конструктивный диаметр колеса иногда равен, иногда немного больше характерного.

В лабораториях, где экспериментально изучаются разные виды турбин, обычно используются модельные турбины, имеющие характерный диаметр 0,25—0,46 *м* (реже 0,18—1,0 *м*; например, на Сходненской гидроиспытательной станции Гидропроекта есть стенд для испытания турбин диаметром 1,0 *м*). Крупнейшие поворотнолопастные турбины (§ 10-6) за границей имеют диаметр до 8 *м* (гидростанция Варьён в Швеции); в Советском Союзе работают турбины с диаметром 9,3 *м* (Волжские гидроэлектростанции). Проектируется турбина диаметром 10,3 *м* (Саратовская ГЭС). Наибольший диаметр радиально-осевой турбины (§ 9-1) за границей 6,75 *м* (гидростанция Гайвасси в США), у нас — 5,45 *м* (Днепровская гидростанция); изготавливаются турбины 5,5 *м* и проектируются 7,5 *м* (станции Братская и Красноярская). Наибольшие диаметры ковшевой (§ 5-2) — 5,2 *м* (Сан-Франциско I в США), в СССР — 1,95 *м* (Храмская гидростанция).

Вообще чем больше при том же напоре диаметр турбины, тем больше ее расход

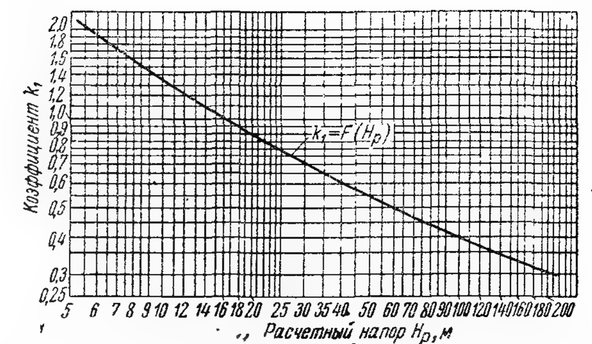


Рис. 2-2а. К определению диаметра турбины (определение коэффициента k_1).

и мощность, но меньше число оборотов в минуту.

Н. Н. Келарева рекомендует [Л. 229] прикидочно определять диаметр реактивной турбины по формуле

$$D=k_1\sqrt{N}, \qquad (2\text{-}7)$$

где k_1 берется по ее графику $k_1=f(H)$ (рис. 2-2а);

N — номинальная мощность (в тыс. *квт*) турбины при расчетном напоре.

Далее она определяет

$$n=\frac{k_2}{D},$$

де k_2 берется по другому ее графику как функция напора и системы турбины (рис. 2-2б).

Мощность гидростанции определяется напором и ее расходом, а мощность каждой турбины — еще и числом турбин на станции. Сочетания напора и расхода турбины, а следовательно, и ее мощности могут быть в некоторых пределах бесконечно разнообразными. Следовательно, также бесконечно разнообразными

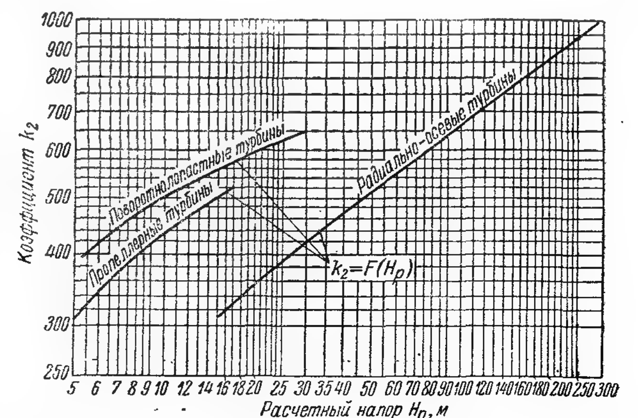


Рис. 2-2б. К определению диаметра турбины (определение коэффициента k_2).

должны были бы быть турбины по размерам и быстроходности (§ 2-7), а следовательно, и по соотношениям своих размеров. Однако число необходимых видов турбин сильно сокращается по той причине, что один и тот же вид может быть применен при многих находящихся в некоторых пределах напорах, давая соответственно разнообразные мощности и оборотности. Все же и при этом число нужных для удовлетворения разных возможных местных условий видов турбин очень велико и определяется несколькими сотнями (§ 13-2).

При некотором напоре расход реактивной турбины определенного типа, а следовательно, и ее мощность пропорциональны квадрату ее размера, например диаметра ее колеса (§ 4-3). Объем же всех ее частей и их вес при полном их подобии пропорциональны кубу диаметра. Они у крупных турбин приблизительно пропорциональны диаметру в степени 2 с дробью (§ 9-8 и 10-8). Затрата на обработку пропорциональна диаметру в какой-то, вероятно, меньшей 2 степени. Отсюда допустимо предположение, что стоимость турбины на 1 *квт* ее мощности с ростом ее диаметра сперва падает, а затем начинает расти и что у нее существует какой-то экономически выгоднейший диаметр, при котором стоимость турбины на 1 *квт* наименьшая. Возможно, что он у некоторых турбин уже и теперь достигнут и за него переходить, как будто, и не следовало бы.

Однако стоимость турбинного оборудования составляет лишь небольшую долю стоимости всех сооружений гидростанции (§ 2-3). У низконапорных гидростанций, в частности, дорого обходится машинное здание. При укрупнении турбин и сохранении их числа площадь здания значительно падает; падает тогда и его стоимость, если только более крупные турбины не требуют значительно большего заглубления его фундамента.

Отсюда следует, что названного оптимального диаметра для данного турбинного типа установить в общем виде нельзя и для его отыскания в частных случаях надо сравнивать варианты проектов и смет на здания и оборудование с турбинами нескольких близких между собой диаметров.

2-7. ЧИСЛО ОБОРОТОВ ТУРБИНЫ

Избранные для подбора турбины расчетные значения напора, расхода и к. п. д. служат для определения по уравнению (2-4) ее мощности. Однако можно рассчитать и построить ряд разнообразных турбин, каждая из которых, работая под заданным напором, пропуская заданный расход и развивая заданную мощность, покажет заданный высокий к. п. д. только при одном каком-то, меньшем или большем, значении угловой скорости ее вращения, т. е. числа оборотов ее вала в минуту (короче, ее оборотности). Говорят, что эти турбины различаются по своей быстроходности.

Мерилом быстроходности с начала XX в., когда мощности турбин указывались только в лошадиных силах, является особый коэффициент вида:

$$n_б=\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_{л.с.}}{\sqrt{H}}}=\frac{7}{6}\,\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_{квт}}{\sqrt{H}}}. \qquad (2\text{-}8)$$

Вывод этого выражения дан в § 4-8. Этот коэффициент быстроходности (или, короче, быстроходность) иначе именуется числом оборотов турбины в минуту удельным по мощности и напору; действительно, он численно совпадает с оборотностью турбины n при ее мощности, равной 1 *л. с.*, и напоре 1 *м*. Он часто обозначается через n_s, где индекс s именно и указывает на «удельность» («специфичность») его значения.

Современное турбиностроение умеет строить турбины с быстроходностями в пределах приблизительно 3—1 000, стремясь повысить этот предел до 1 500—2 000. Соответственно с формулой (2-8) оборотность турбины определяется как

$$n=n_б H\sqrt{\frac{\sqrt{H}}{N_{л.с.}}}=\frac{6}{7}n_б H\sqrt{\frac{\sqrt{H}}{N_{квт}}}. \qquad (2\text{-}9)$$

Из этого выражения видно, что оборотность получается большой при больших быстроходности и напоре и малой мощности и малой — при обратном соотношении. Отсюда следует, что при бо́льших напорах и меньших мощностях надо применять тихоходные турбины, так как иначе оборотность получится недопустимо большой. Обратно, при малых напорах и больших мощностях нужны быстроходные турбины, так как иначе оборотность будет недопустимо мала.

Действительно, например, при напоре 10 *м* и мощности 20 000 *квт* можно было бы построить турбину, как показывает формула (2-9), при $n_б=3\div1\,000$ с оборотностями 0,5—150, а при напоре 200 *м* и мощности 4 000 *квт* — с оборотностями 30—10 000. Однако ни оборотности 0,5 и 10 000, ни близкие к ним по ряду соображений невозможны. В первом случае оборотность будет принята равной примерно 70, во втором — 750.

В странах английского языка в формулу (2-8) напоры подставляются не в метрах, а в футах, мощности — в английских лошадиных силах, что ведет к зависимости.

$$n_{б.метрич}=4{,}446\,n_{б.англ}.$$

2-8. ГИДРОАГРЕГАТ

В прежнее время, при отсутствии электрической передачи энергии, обслуживаемые водяной силой фабрика или завод строились около турбинного здания и турбина посредством зубчатой, ременной или канатной передачи вращала фабричные трансмиссионные валы, а эти последние ремнями — рабочие машины. Иногда турбина работала лишь на единственную рабочую машину, например на мукомольный постав, прокатный стан, древотерку (иначе дефибрер) в писчебумажном производстве.

В настоящее время, при электрическом распределении энергии, турбина работает непосредственно на свою одиночную машину-орудие очень редко или при ничтожных мощностях, например в турбопоставе, т. е. на общем валу с мукомольным поставом, или в особых случаях, например в турбобуре, т. е. на общем валу с долотом, при бурении нефтяных скважин, когда в находящуюся в скважине турбину накачивается насосами вода с глинистыми частицами. Теперь турбина на гидроэлектрической станции вращает электрический генератор, производящий электрический ток, который по проводам передается на большое расстояние, почему и местоположение промышленных предприятий не привязывается, как прежде, к месту использования водной энергии.

Передача сколько-нибудь значительной энергии с особого вала турбины на особый вал генератора при разных их оборотностях конструктивно затруднительна и связана с потерями энергии, почему такая передача применяется теперь лишь при очень малых мощностях. Нормальной связью между турбиной и генератором является посадка их роторов (вращающихся частей) на общий (составной, реже — цельный) вал. Сочетание имеющих общий вал турбины и генератора образует сложную машину, именуемую гидроагрегатом, а соответствующая турбина — турбиной прямого привода. Иногда под термин «гидроагрегат» подводят, однако, и турбину с генератором, соединенные передачей. Генератор, специально сконструированный для работы на общем с турбиной валу, именуется гидрогенератором.

Как указано выше, турбина при заданных напоре и мощности может быть рассчитана на оборотности, находящиеся лишь в известных пределах, причем по ряду практических соображений и из этих оборотностей многие крайние невозможны. Точно так же и генератор может быть построен на определенную мощность лишь для оборотностей, находящихся в некоторых пределах, причем при одних оборотностях генератор обходится дешевле, при других — дороже. Далее, для турбины можно выбрать в некоторых узких пределах оборотность в виде любого числа, целого или с любой дробью. Между тем употребительные теперь генераторы переменного тока допускают выбор оборотности лишь из ограниченного числа разделенных интервалами и совершенно определенных иногда целых, иногда дробных чисел.

Все это требует при выборе оборотности гидроагрегата, общей для турбины и генератора, сопоставления и учета требований той и другой сторон с целью удовлетворить обе в такой мере, чтобы агрегат был возможно дешевле, экономичнее, надежнее в работе и долговечнее.

2-9. ГЕНЕРАТОР

Генераторы постоянного тока (динамомашины) применяются при распределении энергии на радиус примерно до 1 *км*, т. е. обычно при очень малых мощностях. Все сколько-нибудь крупные гидроагрегаты имеют генераторы переменного тока, почти всегда трехфазного, и именно в СССР со стандартной частотой $f=50$ *гц* (герц), т. е. с числом периодов тока в секунду, равным 50.

Ротор и статор генератора имеют по равному и обязательно четному числу полюсов p. При $p=2$ и 1 *об/сек*, т. е. при $n=60$, наводится ток, имеющий частоту $f=1$. Следовательно, для получения $f=50$ надо иметь в этом случае $n=3\,000$. Это и есть наибольшая возможная оборотность генератора с частотой 50 *гц*. При любом другом четном числе полюсов для получения такой частоты необходимо выполнять условие

$$np=6\,000. \qquad (2\text{-}10)$$

Таким образом, для генератора возможны лишь оборотности 3 000; 1 500; 1 000; 750; 600; 500; 428,6; 375; 333,3; 300 и т. д. при $p=2$, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22 и т. д. Между $n=3\,000$ и 500 интервалы велики; здесь у генераторов употреблены все возможные оборотности. При меньших их значениях экономически выгодно сократить число изготовляемых на заводах типов генераторов; поэтому в СССР обычно не выпускаются генераторы с числами полюсов 18, 22, 26, 30 и т. д.

Оборотности 3 000 и 1 500 обычны для паровых турбин. У гидротурбин оборотность 3 000 не применяется совсем, так как гидротурбина при аварии может развить на своем холостом ходу (без нагрузки) оборотность, на 80—160% бо́льшую нормальной, что было бы опасным для ротора такого агрегата. Оборотность 1 500 применяется лишь изредка, при самых мелких турбинах. Оборотность 1 000 удобна для них же и очень редко встречается у более крупных (например, до 6 *Мвт*).

Завод «Электросила», основной завод по выпуску крупных вертикальных гидрогенераторов, придает им оборотности 750; 600; 500; 375; 300; 250; 214,3; 187,5; 166,7; 150; 125; 100; 88,2; 75; 60; 50 при мощностях 3—88 *Мвт* [Л. 229]. На некоторых наших станциях работают генераторы и с такими оборотностями: 107,1; 83,3; 68,2; 62,5. Считаются возможным в случае надобности построить генераторы с оборотностью хотя бы и 40.

Вес и стоимость генераторов обратно пропорциональны примерно квадрату оборотности, но у мощных генераторов при очень больших оборотностях возникают конструктивные затруднения. Поэтому при мощностях приблизительно до 11 000 *квт* предпочтительна с точки зрения его стоимости оборотность 750, при еще бо́льших — 600 и 500.

Мощность генераторов переменного тока указывается в справочниках (например, по крупным — [Л. 228], по мелким — [Л. 100, 121 и 45]) в киловольт-амперах (*ква*). Однако они способны выдавать такую мощность в сеть лишь при отсутствии в ней индукции, и тогда эта номинальная кажущаяся мощность $N_{н}$ совпадает с действительной (активной) $N_{ген}$, выражаемой в киловаттах. Сеть практически всегда имеет бо́льшую или меньшую индукцию, и тогда активная мощность в киловаттах равна произведению кажущейся мощности $N_{н}$ в киловольт-амперах на коэффициент мощности $\cos\varphi$, зависящий от индукции. При предварительных расчетах он часто принимается равным 0,8. Следовательно, чем больше индуктивная составляющая нагрузки, тем меньшую мощность может развить данный генератор без перегрева его обмоток.

Наибольший к. п. д. крупного генератора $\eta_{ген}$ заметно выше такового же турбины. Он зависит в основном от предельной мощности генератора и достигает 97—98% для самых мощных генераторов, 94—95% — при их мощностях 2—3 тыс. *квт*, около 92% — при 150 *квт* и 83% — при 12 *квт*.

Отсюда следует, что мощность турбины должна быть больше мощности генератора и связана с его номинальной мощностью в киловольт-амперах так:

$$N = \frac{N_{н}\cos\varphi}{\eta_{ген}} = \frac{N_{ген}}{\eta_{ген}}. \qquad (2\text{-}11)$$

Очевидно, что к. п. д. агрегата равен произведению к. п. д. турбины и генераторов, т. е.

$$\eta_{а} = \eta\eta_{ген}. \qquad (2\text{-}12)$$

Коэффициент полезного действия генератора несколько падает как с уменьшением коэффициента мощности, так и с падением

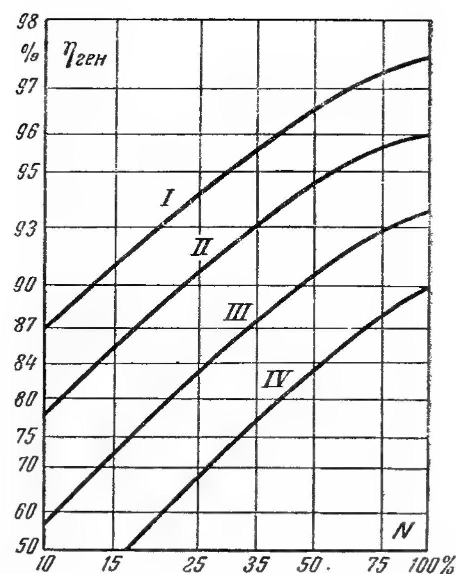


Рис. 2-3. Изменение к. п. д. генератора при падении нагрузки.

нагрузки. Последняя зависимость примерно изображена на рис. 2-3. Здесь кривые *I* и *II* относятся к генераторам мощностью в десятки мегаватт, *III* — в тысячи и сотни киловатт, *IV* — в десятки киловатт.

Установленная мощность гидростанции равна сумме мощностей генераторов. Если турбина недостаточно мощна, чтобы использовать всю мощность взятого с запасом генератора, что иногда бывает на небольших стан-

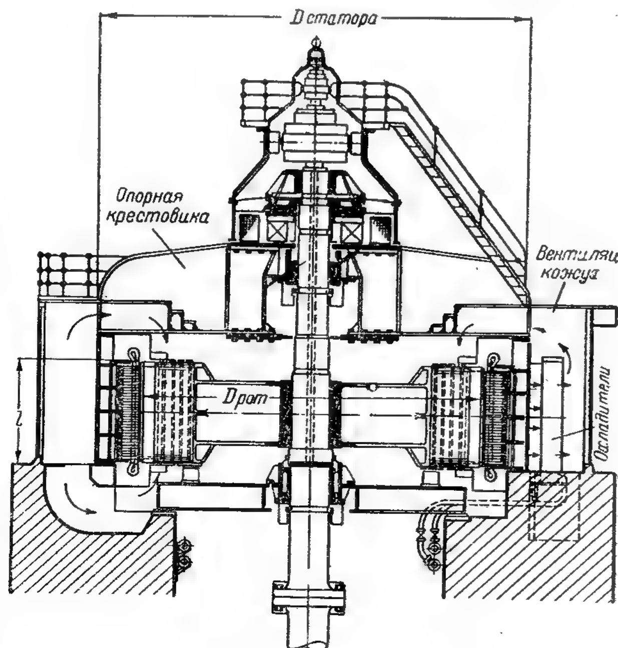


Рис. 2-4. Подвесной генератор.

циях, то установленная мощность принимается равной наибольшей мощности турбины, умноженной на к. п. д. генератора.

В руководствах по электротехнике мощность генератора обычно обозначается через *P*, а не *N*.

Вертикальные генераторы теперь исполняются в двух конструкциях: как подвесные (рис. 2-4) и зонтичные (рис. 2-5). Подпятники тех и других передают своим опорам, а затем нижнему строению здания и его фундаменту вес ротора (вращающейся части генератора) и вес имеющего с ним общий вал ротора турбины, а кроме того, и гидравлическое усилие (§ 9-8) на ее колесо.

У подвесного генератора подпятник сидит на балке (в виде моста, крестовины или паука), расположенной над ротором и опирающейся на кольцевой статор генератора.

У зонтичного генератора подпятник и его опорная балка находятся ниже ротора и статора; балка опирается непосредственно на выступы стенок шахты (§ 10-9). В настоящее время при диаметре ротора более 4—5 *м* предпочитают генераторы зонтичные, имеющие такие преимущества: у них пролет опорной балки меньше, следовательно она легче; статор освобождается от очень большой нагрузки; часть вала над ротором не работает на растяжение; он здесь служит лишь для передачи небольшой мощности иногда сидящим на ней возбудителю и подвозбудителю, поэтому эта тонкая верхняя часть вала может быть изготовлена отдельно от его основной, толстой, части и лишь привернута к ней; это укорачивает и удешевляет основной вал, и укороченный вал требует для своей выемки меньшей высоты машинного зала. Подшипник тонкой части вала над ротором легкий и требует для себя легкой балки.

Однако выполнение зонтичного генератора становится затруднительным со снижением его мощности и ростом оборотности, так как тогда размер ротора вдоль вала (соответствующий длине активного железа) растет и центр тяжести ротора слишком удаляется от находящегося под ним подшипника. Применения зонтичного генератора поэтому избегают, если диаметр ротора меньше, чем учетверенная длина активного железа. Современные крупнейшие генераторы весят в среднем около 13 *т* на каждый мегаватт мощности; стоимость 1 *т* — около 950 руб (в старом масштабе цен).

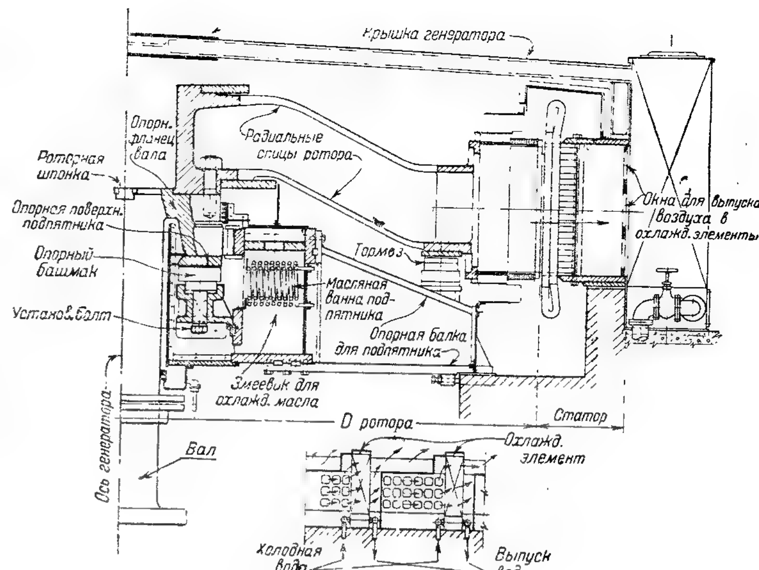


Рис. 2-5. Зонтичный генератор.

2-10. ГИДРОБЛОК

Коэффициенты полезного действия турбины, генератора и агрегата очень важны для суждения о качествах этих машин. Эксплуатационник гидростанции должен, однако, считаться и с потерями энергии в устройствах, подводящих воду к турбине. У низконапорных гидростанций эти потери сосредоточиваются в подводящей камере турбины (от забрала и бычков до спиральной камеры) и невелики (от десятых долей до 2%), у средне- и высоконапорных они из-за потерь в трубопроводах больше (например, 3—10%). Уместно эти потери относить к напору установки или станционного узла, т. е. к разности отметок уровней над этим узлом (в водохранилище, напорной камере, уравнительном резервуаре) и под турбиной (в нижнем бьефе или в начале отводного канала), и вычислять такой к. п. д., которому можно присвоить название приводного к. п. д., так:

$$\eta_{прив} = 1 - \frac{h_{прив}}{\nabla_{в} - \nabla_{н}}, \qquad (2\text{-}13)$$

где $h_{прив}$ — приводные потери;

$\nabla_{в}$ и $\nabla_{н}$ — отметки уровней воды над узлом и за турбиной.

Тогда общий к. п. д. всего устройства, учитывающий потери и гидроагрегата и подвода к нему воды, явится произведением их частных к. п. д. Удобно гидроагрегат с относящимися к нему производными устройствами именовать гидроблоком; тогда к. п. д. гидроблока

$$\eta_{бл} = \eta_{прив}\eta_{а} = \eta_{прив}\eta\eta_{ген}. \qquad (2\text{-}14)$$

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТУРБИНЫ

3-1. РЕАКЦИЯ ЖИДКОСТИ НА СОСУД

Воду внутри основного рабочего органа турбины — ее колеса — принуждают к изменению скорости, а так как при изменении скорости внутри сосуда вода оказывает давление на его стенки, то она стремится двигать это колесо.

Представим себе сосуд, например, в виде двух стенок *ab* и *cd* (рис. 3-1,*а*). Вода входит в него через сечение *ac* со скоростью v_1, выходит через *bd* со скоростью v_2. Из механики известно, что импульс силы т. е. произведение силы на время ее действия, равен приращению количества движения того тела, на которое действует сила, т. е. произведению его массы на приращение его скорости. За время dt в сосуд вступает масса $\frac{Q\gamma dt}{g}$ со скоростью v_1 и выходит из него такая же (хотя состоящая из других частиц) масса со скоростью v_2. В остальных точках сосуда по истечении времени dt оказываются частицы с такими же массами и скоростями, какие были перед этим у других частиц в тех же точках. Можем принять, что именно масса $\frac{Q\gamma dt}{g}$ изменила количество своего движения за время dt под действием сил давления стенок сосуда на всю жидкость сосуда, т. е. под действием равнодействующей этих сил S. Тогда имеем:

$$Sdt = d\,(mv) = \frac{Q\gamma}{g}\,dt\,[v_2 - v_1]; \qquad (3\text{-}1)$$

$$S = \frac{Q\gamma}{g}[v_2 - v_1]. \qquad (3\text{-}2)$$

Прямые скобки указывают на геометрическую, а не алгебраическую разность скоростей.

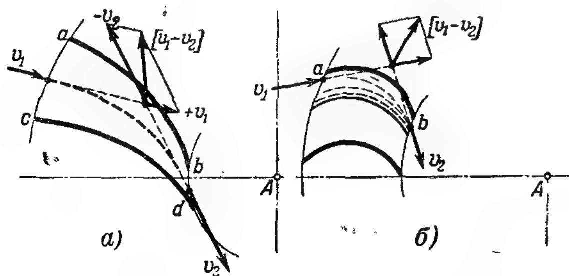


Рис. 3-1. Реакция жидкости на неподвижный сосуд.

Обратно, реакция воды на стенки сосуда равна:

$$P = -S = \frac{Q\gamma}{g}[v_1 - v_2]. \qquad (3\text{-}3)$$

Вектор, представляющий геометрическую разность скоростей, строится так. В точку пересечения направлений скоростей переносим их векторы. Строим геометрическую сумму $+v_1$ и $-v_2$. Этот новый вектор, пропорциональный силе P (реакция воды на сосуд), определяет положение и направление этой силы. Если сосуд укреплен на оси A, то определяется и момент этой силы относительно этой оси.

На сосуд действует и другая сила, возникающая вследствие разности давлений в сечениях входа и выхода. В данном примере давление на входе должно быть больше давления на выходе, так как сосуд суживается и скорость в нем должна возрастать. Однако если сосуд, как показано на рис. 3-1,*а*, расположен на колесе так, что все точки входного сечения находятся на одном и том же своем радиусе, а выходного — на таком же своем, то все силы этих давлений пересекают ось, не создавая относительно нее момента. Наличие разности давлений у входа и выхода соответствует рабочему процессу так называемых реактивных турбин.

Рабочий процесс может быть и несколько иным, если давления входа и выхода одинаковы; жидкость тогда может при протекании прилегать лишь к одной из двух стенок сосуда; она тогда меняет только свое направление, но не величину (рис. 3-1,*б*); такая схема соответствует рабочему процессу активных турбин. Более точное определение этих двух классов турбин дано ниже (§ 5-1 и 6-1).

В жизни часто приходится встречать силы, аналогичные силе реакции жидкости на сосуд. Так, человек, сбегающий с лестницы, на ее повороте ухватывается за ее поручни и оказывает на них давление — прикладывает силу, она тем больше, чем больше масса человека и скорость его движения и чем круче поворот.

Человек, перебегающий через плавающий расчаленный плот прямолинейно и равномерно (рис. 3-2), такой *силы на него не оказывает*. Если он бежит прямолинейно, но ускоренно, плот стремится сдвинуться назад; если замедленно, — то вперед; если он бежит по кривой,—то вбок. Соответственно натягиваются расчалки такого *плота, препятствующие* его передвижению.

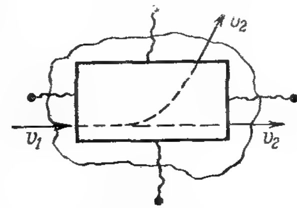


Рис. 3-2. Плот как модель воздействия сил реакции.

3-2. МОМЕНТ РЕАКЦИИ

Уже упомянутый момент силы P — реакции жидкости на прикрепленный к оси сосуд — алгебраически определяется так. *Названная сила по (3-3) может быть представлена* (рис. 3-3) как геометрическая разность двух сил:

$$P = \left[\frac{Q\gamma}{g}v_1 - \frac{Q\gamma}{g}v_2\right]. \qquad (3\text{-}4)$$

Точку приложения первой силы переносим вдоль ее направления в точку e на окружность входа в колесо, а второй — в точку d на окружность выхода. Моменты их от этого не меняются. Плечи двух сил будут $R_1\cos\alpha_1$ и $R_2\cos\alpha_2$, где α_1 и α_2 — углы между скоростями v_1 и v_2 и касательными к соответствующим окружностям. Моменты относительно одной оси складываются алгебраически, а не геометрически; следовательно, имеем для суммарного момента выражение

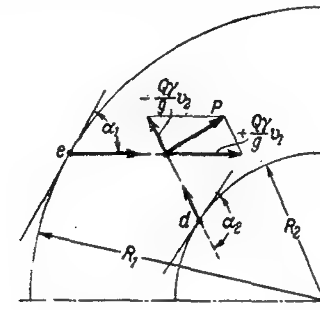


Рис. 3-3. Момент силы реакции.

$$M = \frac{Q\gamma}{g}(v_1\cos\alpha_1\cdot R_1 - v_2\cos\alpha_2\cdot R_2). \qquad (3\text{-}5)$$

Если на колесе расположено несколько симметричных относительно оси сосудов рабочих лопастей, то под Q и M можно подразумевать расход и момент всех сосудов, т. е. целиком всего колеса.

Не надо, конечно, думать что на колесо действуют два ряда сил: одни — при входе, другие — на выходе. Сила P есть равнодействующая элементарных сил давлений, действующих на стенки сосуда. Мы имеем лишь право разложить ее на две слагающие силы, если это упрощает определение ее момента.

3-3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТУРБИНЫ

Если описанное выше колесо с рабочими лопастями равномерно вращается с угловой скоростью ω, то действующий по (3-5) на колесо момент будет отдавать колесу мощность, равную произведению момента на угловую скорость:

$$N_г = M\omega = \frac{Q\gamma}{g}(v_1\cos\alpha_1 R_1\omega - v_2\cos\alpha_2 R_2\omega) =$$

$$= \frac{Q\gamma}{g}(u_1 v_1\cos\alpha_1 - u_2 v_2\cos\alpha_2), \qquad (3\text{-}6)$$

где $u_1 = \omega R_1$ и $u_2 = \omega R_2$ — окружные скорости соответствующих точек колеса.

Мощность пропускаемого турбиной потока равна:

$$N_{пот} = Q\gamma H. \qquad (3\text{-}7)$$

Отношение обеих мощностей есть гидравлический к. п. д. турбины:

$$\eta_г = \frac{N}{N_{пот}} = \frac{u_1 v_1\cos\alpha_1 - u_2 v_2\cos\alpha_2}{gH}. \qquad (3\text{-}8)$$

В $N_г$ и $\eta_г$ учитываются лишь гидравлические потери турбины, т. е. потери при протекании жидкости по турбине. В действительности в турбине есть потери и других видов (§12-1), почему ее полезная мощность N меньше $N_г$ и ее полный к. п. д. η меньше $\eta_г$. Из (3-8) получаем основное уравнение турбины, называемое по имени предложившего его в 1754 г. петербургского академика также уравнением Эйлера:

$$\eta_г H = \frac{u_1 v_1\cos\alpha_1 - u_2 v_2\cos\alpha_2}{g}. \qquad (3\text{-}9)$$

Так как напор H в метрах численно равняется запасу работы 1 *кг* жидкости в килограммометрах (§ 1-2), то это уравнение можно рассматривать как уравнение мощности, отнесенное к расходу 1 *кг/сек*.

Однако Эйлер предложил в 1754 г. не это именно уравнение, а исходное для него уравнение моментов (3-5).

При заданных напоре, оборотности, радиусах входа и выхода и предположительно известном к. п. д. основное уравнение указывает на соответствующую законам механики и потому неизбежную связь между двумя проекциями ($v_1\cos\alpha_1$ и $v_2\cos\alpha_2$) скоростей при входе и выходе на направления окружных скоростей. Задавшись одной проекцией, можем определить другую. Если заданы обе, то определяется необходимый напор.

Правая часть основного уравнения характеризует намечаемый рабочий процесс, левая — необходимый для осуществления этого процесса полезный напор. Если справа изменить углы или окружные скорости так, чтобы правая часть уравнения выросла, то должна быть увеличена и левая часть или абсолютные скорости справа должны измениться.

Основное уравнение, относясь к удельному расходу 1 *кг/сек,* не определяет ни расхода, ни мощности турбины, ни относительных скоростей (§ 3-5) в ее рабочих каналах, ни сечений этих каналов.

Уравнение Эйлера является основным и для лопастных насосов, с той лишь разницей, что для них к. п. д. в левой части входит не в числитель, а в знаменатель.

Основное уравнение действительно для элементарной струйки при ее известных по величине и направлению скоростях.

Следовательно, уравнение Эйлера по существу справедливо лишь при бесконечном числе одинаковых бесконечно малых струек, т. е. при бесконечно большом числе лопастей. Оно годно и очень полезно для общих суждений о рабочем процессе, а для расчетов оно нуждается во введении поправок, учитывающих конечное число лопастей, так как в практических машинах струйки вдоль лицевой и тыльной сторон лопасти имеют различные скорости. Впервые такие поправки предложили в 1931—1932 гг. В. М. Майзель в Советском Союзе и К. Пфлейдерер в Германии [Л. 111].

3-4. СКОРОСТИ ПРИ ПРОТЕКАНИИ ПО ВРАЩАЮЩЕМУСЯ КОЛЕСУ

Уравнения (3-4), (3-6) и (3-9) по своему происхождению относятся к абсолютным скоростям жидкости. В движущемся сосуде можно представлять себе ее абсолютную (отнесенную к неподвижной системе координат) скорость v как геометрическую сумму скоростей: относительной w (жидкости относительно системы координат, прикрепленной к сосуду) и переносной u (абсолютной скорости сосуда).

Представим себе (рис. 3-4,*а*) колесо, состоящее из ряда одинаковых стенок (лопастей) с сосудами (каналами) между ними, сплошь заполненное водой и равномерно вращающееся около своей оси симметрии вправо, т. е. по часовой стрелке. Переносные скорости точек такого колеса будут скоростями окружными, пропорциональными радиусам точек и угловой скорости:

$$u = r\omega, \qquad (3\text{-}10)$$

направленными нормально к радиусам и лежащими в плоскостях, нормальных к оси.

Возьмем около лопастей в сечениях входа и выхода колеса точки *1* и *2*. Отложим векторы относительных скоростей $\bar{w}_1$ и $\bar{w}_2$. Вода здесь течет вдоль стенок, почему и векторы должны быть здесь направлены вдоль элементов осей каналов. Следовательно, если высота каналов вдоль оси колеса постоянна, то средние относительные скорости и их векторы обратно пропорциональны ширине a каналов. Скорости угловая ω, а следовательно, и окружные предполагаются заданными. Складывая геометрически по правилу параллелограмма векторы скоростей относительных w и окружных u, получаем векторы абсолютных скоростей v. Определяя значения и направления скоростей, эти векторы определяют и углы α и (при известном к. п. д.) напор по (3-9).

Геометрическое сложение можно производить и по правилу треугольника. Тогда построение несколько менее наглядно, но зато треугольники входа и выхода легко накладываются на один чертеж (рис. 3-4,*б*).

Углы между относительными w и окружными u скоростями обозначаем β, дополнительные к ним до 180° — через γ; тогда имеем:

$$\gamma = 180^\circ - \beta. \qquad (3\text{-}11)$$

Эти обозначения для трех видов углов (α, β и γ) являются общепринятыми в литературе. Первые из этих углов (α) можно было бы называть углами абсолютной скорости или струйными, вторые (β) — углами относительной скорости или лопастными, третьи (γ) — дополнительно-лопастными.

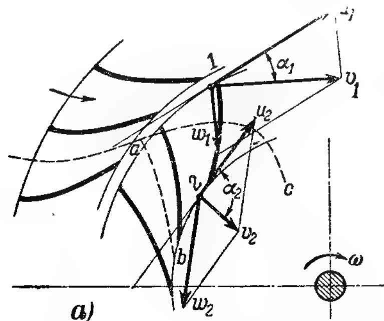
В основном уравнении абсолютные скорости могут быть заменены относительными. Действительно, из рассмотрения параллелограммов скоростей имеем:

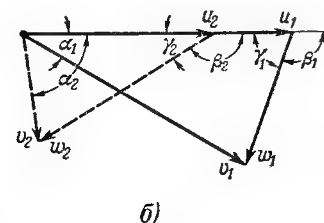
$$v_1 \cos\alpha_1 = u_1 + w_1 \cos\beta_1;$$

$$v_2 \cos\alpha_2 = u_2 + w_2 \cos\beta_2,$$

что после подстановки в (3-9) дает:

$$\eta_г H = \frac{u_1(u_1 + w_1\cos\beta_1) - u_2(u_2 + w_2\cos\beta_2)}{g}. \qquad (3\text{-}12)$$





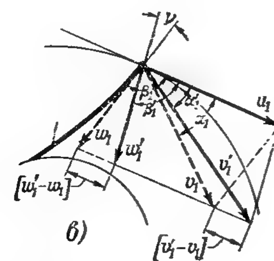


Рис. 3-4. Скорости и пути воды в рабочем колесе турбины.

3-5. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ И АБСОЛЮТНЫЙ ПУТИ ПРОТЕКАНИЯ ПО ВРАЩАЮЩЕМУСЯ КОЛЕСУ

Путь (траектория) средней струйки по каналу определяется искривленной осью канала; это относительный путь струи (*ab* на рис. 3-4,*а*). Абсолютный ее путь можно построить, если разбить относительный путь на участки, определить по сечениям канала средние относительные скорости на этих участках, затем времена протекания по этим участкам и углы поворота колеса за эти времена и, наконец, отложить по дугам из концов этих участков пути точек колеса за эти времена. Получается, например, линия *ас*, которая и является абсолютным путем.

Очевидно, векторы абсолютных скоростей v_1 и v_2 являются касательными к этому пути в его начале и конце, а векторы относительных скоростей w_1 и w_2 — касательными в таких же точках к относительному пути *ab*.

3-6. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Из рассмотрения рис. 3-4,*а* следует, что вода должна подводиться к рабочему колесу в определенном направлении — под углом α_1 к окружности его входа. Это достигается установкой перед рабочим колесом турбины направляющего аппарата (или, короче, направителя), в данном случае в виде ряда симметричных относительно оси стенок (лопаток), образующих между собой каналы так направленные, что они подводят воду к колесу под углом α_1.

Если зазор между выходными кромками направляющих лопаток и входными кромками лопастей рабочего колеса ничтожен, то и выходная скорость из направителя v_0 и входная в колесо v_1 практически будут совпадать по величине и направлению.

Очевидно, что величина и направление абсолютной скорости v_1 входа в рабочее колесо при данной величине пропускаемого турбиной расхода определяется в основном направляющим аппаратом.

Если, как указано выше, разложить эту скорость на две компоненты: переносную — окружную u_1 и относительную w_1, то может оказаться, что относительная скорость w_1 либо совпадает с направлением касательной к входной кромке рабочей лопатки, либо не совпадает. В первом случае будем иметь безударное (плавное) натекание потока на лопасть, а во втором случае поток будет стремиться оторваться от входной кромки, что должно способствовать более интенсивному вихреобразованию, т. е. увеличению гидравлических потерь. Такое явление рассматривается гидравликой как удар; оно вызывает потери энергии и его следует по возможности избегать [1].

В пределах пространства между направляющим аппаратом и рабочим колесом (предколесное или предлопастное пространство) момент внешних сил, действующий на поток относительно оси вращения колеса, если не учитывать силы трения, будет равен нулю. Однако в силу наличия закрутки потока при входе в пределы данного пространства величины скоростей движения воды и их направления будут изменяться. Установим законы этих изменений.

Используем зависимость (3-5), положив $M=0$. При этом индексами 1 и 2 будем обозначать соответственные величины для различных точек в пределах предколесного пространства. В результате получим:

$$v_1 \cos\alpha_1 R = v_2 \cos\alpha_2 R_2, \qquad (3\text{-}13)$$

или в общем виде для любой точки потока, расположенной на расстоянии r от оси:

$$rv\cos\alpha = \text{const}. \qquad (3\text{-}14)$$

Величину $v\cos\alpha$, представляющую собой проекцию абсолютной скорости на касательную к окружности радиуса r, можно назвать окружной составляющей скорости v_u:

$$v_u = v\cos\alpha. \qquad (3\text{-}15)$$

Тогда найденный закон изменения скорости в пределах предколесного пространства принимает вид:

$$rv_u = \text{const}. \qquad (3\text{-}16)$$

Зависимость (3-16) как раз показывает, что площадь треугольника, вершина которого лежит на оси потока, а основанием которого служит вектор v_u, сохраняет постоянное значение, почему этот закон и получил название закона площадей. Иногда его называют законом постоянства момента скорости.

Если при этом высота канала, нормальная к плоскости чертежа, постоянна и равна b (рис. 3-4,*а*), то имеем:

$$v\sin\alpha = \frac{Q}{2\pi rb}, \qquad (3\text{-}17)$$

[1] В гидравлике ударом именуются два совершенно разных явления: 1) изменение давления в трубопроводе от сил инерции при быстром (по времени) изменении его расхода и 2) переход части кинетической энергии в давление при быстром (по пути) увеличении сечения потока или изменении направления скорости. Для четкости наименование «гидравлический удар» следовало бы сохранить лишь за первым явлением, а второе именовать как-то иначе, например гидравлическим натиском или наскоком.

т. е.

$$rv\sin\alpha=\text{const}. \qquad (3\text{-}18)$$

Из (3-18) и (3-14) следует, что $\operatorname{tg}\alpha$ и $\alpha=\text{const}$, т. е. абсолютные пути струек в таком колесе являются логарифмическими спиралями.

Именно к такому виду близко течение в предлопастном пространстве чисто радиальных турбин. Если оно там таково, то $\alpha_0=\alpha_1$, а $v_0:v_1=r_1:r_0$, где индексы 0 и 1 относятся к выходу из направителя и ко входу в рабочее колесо.

Было время, когда считалось, что нельзя оставлять течение «без надзора», т. е. без направления его близкими друг к другу стенками. Тогда турбиностроители стремились уменьшать предлопастное пространство, доводя $r_1:r_0$ почти до единицы и именуя это пространство зазором. Теперь принимается, что направленный уже поток «не портится» и без направляющих стенок. Опыт показывает, что достаточно большое предлопастное пространство (уже не узкий зазор) даже полезно, очевидно потому, что при этом меньше сказываются нарушения равномерности течения, вызываемые тем, что движущиеся каналы рабочего колеса поочередно проходят то открытый проход между направляющими лопатками, то затененное ими пространство, в пределах которого наблюдается уменьшение скорости.

3-7. МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Для понимания рабочего процесса турбины полезно представить себе его механическую модель. Для неподвижного сосуда такая модель уже была показана на рис. 3-2 в виде неподвижного плота. Для подражания рабочему колесу надо представить себе вращающийся плот или — лучше — карусель (рис. 3-5),

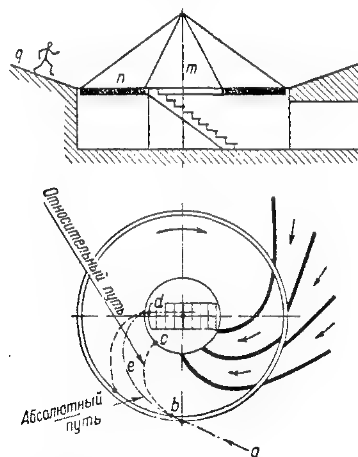


Рис. 3-5. Карусель как модель работы сил реакции на вращающееся колесо.

т. е. кольцевую вращающуюся около вертикальной оси m площадку n. По неподвижной наклонной поверхности q, окаймленной перилами, сбегают люди, развивая некоторую скорость, направленную под углом к радиусу карусели. Пробегая, они стремятся спрыгнуть внутрь карусели (к лестнице) в направлении, близком к ее радиусу. Их следы на полу карусели дают их относительные пути bc, их проекции на пол под каруселью — абсолютные пути bed. Дающие им направление перила неподвижной поверхности соответствуют направляющим лопаткам, а перила карусели, о которые они опираются при вращении карусели, соответствуют рабочим лопастям.

3-8. УСЛОВИЯ ВЫГОДНОГО ДЕЙСТВИЯ

Так обычно именуют два условия, невыполнение которых повышает потери турбины и снижает ее к. п. д., в (3-9).

Первое условие — «безударность входа» — уже указано выше (§ 3-6). Оно состоит в требовании отсутствия *удара (или «натиска»,* § 3-6) на входной кромке рабочего колеса.

Второе условие — «нормальность вытекания» — заключается в следующем. Вода покидает колесо со скоростью v_2 через нормальное к ней сечение f_2, унося с собой не используемую им долю напора $\frac{v_2^2}{2gH}$, являющуюся для колеса потерей энергии. При тех же сечении и расходе эта потеря будет наименьшей при $\alpha_2=90°$, т. е. при скорости выхода, направленной нормально к окружной скорости. Это видно из следующего. Можно написать уравнение расхода для выходного сечения колеса:

$$Q=\pi D_2b_2v_2\sin\alpha_2. \qquad (3\text{-}19)$$

Расход и мощность потока остаются постоянными при $v_2\sin\alpha_2=\text{const}$, а v_2 и, следовательно, и выходная потеря $\frac{v_2^2}{g}$ падают с ростом $\sin\alpha_2$. Они будут наименьшими при $\alpha_2=90°$. Тогда уравнение (3-9) упрощается, принимая вид:

$$\eta_{\text{г}}H=\frac{u_1v_1\cos\alpha_1}{g}. \qquad (3\text{-}20)$$

Мы сказали, что $\frac{v_2^2}{2g}$ является потерей энергии для колеса. У реактивных турбин отсасывающая труба переводит значительную часть этой кинетической энергии в дополнительное (динамическое) разрежение под колесом (§ 7-2), что повышает используемый колесом напор и его к. п. д. Таким образом, ничтожное снижение v_2 при приближении к нормальности вытекания лишь ничтожно снижает это разрежение и к. п. д. турбины.

Здесь необходимо сделать две оговорки. Во-первых, мы предположили, что выходящая из колеса вода сплошь занимает его выходное сечение $f_2=\pi D_2b_2$, что действительно имеет место в реактивных турбинах (гл. 6). Тогда отклонение α_2 от 90° ведет при том же расходе к росту v_2 и выходной потери. У активных турбин (гл. 5) струи на выходе не занимают всего сечения f_2; часть этого сечения занята воздухом.

Во-вторых, при реактивных турбинах требованию нормальности вытекания не надо придавать безусловного значения. Опыты над моделями показывают, что небольшое отклонение от нормальности вытекания (например, принятие угла α_2 равным 80°) даже несколько повышает к. п. д. турбины. Это можно объяснить двояко: уменьшением потерь на сопротивление трения в рабочем колесе и улучшением работы отсасывающей трубы.

Названные потери в колесе пропорциональны квадрату относительной скорости w^2, выходные — абсолютной v_2^2. При постоянстве расхода и оборотности и небольшом уменьшении α_2 растет также немного v_2^2, но заметно падает w_2^2, т. е. потеря трения снижается больше, чем растет потеря выходная. Например, пусть $v_2=100\%$; $u_2=200\%$; $\alpha_2=90°$; $w_2=224\%$. Уменьшение α_2 до 80° приводит к следующим значениям: $v_2=101{,}6\%$; $w_2=207\%$, т. е. w_2^2 падает на 17%, а v_2^2 возрастает лишь на 3,2%.

По всем этим соображениям осуществление при расчете турбин «нормальности вытекания» не признается теперь вообще необходимым.

О снижении потерь в отсасывающей трубе при небольшой перед ней закрутке потока см. § 7-5.

3-9. ЦИРКУЛЯЦИЯ

Из изложенного видно, что поток при входе должен быть закручен относительно оси колеса, т. е. угол α_1 должен быть меньше 90°, а вектор скорости v_1 должен, следовательно, не лежать в радиальных, проходящих через ось плоскостях, а пересекать их. При прохождении через колесо поток, как показывает абсолютный путь ac на рис. 3-4, раскручивается и вектор скорости v_2 ложится в некоторую радиальную плоскость или приближается к ней.

Гидродинамика пользуется особым понятием циркуляции, характеризующим эту закрутку. Применительно к колесу лопастных машин (турбин и насосов) под циркуляцией Г разумеется произведение длины окружности πD, на которой в некоторый момент находится частица воды, на окружную слагающую $v\cos\alpha$ скорости этой частицы:

$$\Gamma=\pi Dv\cos\alpha=2\pi rv\cos\alpha. \qquad (3\text{-}21)$$

Для нерабочего потока, например в предлопастном пространстве, циркуляция постоянна, как это видно из уравнения (3-14). В потоке рабочем, т. е. отдающем свою энергию колесу, $uv\cos\alpha$ должно уменьшаться, как это видно из основного уравнения (3-9), а тогда должна падать и циркуляция. Включение последней в основное уравнение (3-9) производим так. Окружная скорость равна произведению радиуса на угловую скорость:

$$u_1=r_1\omega;\quad u_2=r_2\omega. \qquad (3\text{-}22)$$

Подстановка этих выражений в (3-9) дает:

$$\eta_{\text{г}}H=\frac{(\Gamma_1-\Gamma_2)\,\omega}{2\pi g}, \qquad (3\text{-}23)$$

где Γ_1 и Γ_2 — циркуляции при входе и выходе колеса.

Не следует думать, что циркуляция при входе Γ_1 должна быть обязательно положительной (направленной по вращению колеса). Она может быть и нулевой (при направляющих лопатках, расположенных радиально или их отсутствии и даже отрицательной, но циркуляция при выходе должна быть еще меньше, т. е. в этих случаях — обязательно отрицательной. Однако большая отрицательная выходная циркуляция Γ_2 невыгодна и ее избегают, так как при ней сильно растет v^2, а следовательно, и выходные потери. Кроме того, закрученный при выходе поток портит течение в трубе, отводящей воду от колеса (если она имеется), увеличивая потери и в ней.

Предшествовавшее рассмотрение позволяет дать гидротурбине такое определение: **г и д р о т у р б и н о й   н а з ы в а е т с я   д в и г а т е л ь,   и с п о л ь з у ю щ и й   м е х а н и ч е с к у ю   э н е р г и ю   в о д ы   и л и   д р у г о й   ж и д к о с т и   п о с р е д с т в о м   и з м е н е н и я   м о м е н т а   е е   к о л и ч е с т в а   д в и ж е н и я   о т н о с и т е л ь н о   о с и   в р а щ е н и я   е г о   р а б о ч е г о   о р г а н а   р а б о ч е г о   к о л е с а.**

3-10. НЕНОРМАЛЬНАЯ РАБОТА ТУРБИНЫ

Турбина работает на установке в различных режимах при изменяющемся напоре, при переменной нагрузке (а, следовательно, и переменной расходе), иногда и при различной оборотности (§ 14-2 и 11-25). С изменением режима меняется и величина к. п. д. турбины. Желательно, чтобы он был наибольшим для того режима, при котором турбина чаще всего работает и при котором она дает наибольшую выработку энергии. Именно в этом режиме и должны быть по возможности соблюдены условия выгодного действия. С этой точки зрения такой режим и является для турбины нормальным.

По какой-либо из указанных причин турбина может оказаться в каком-либо ином, худшем, режиме, который может быть назван ненормальным. При безударном входе относительная скорость направлена вдоль входных элементов лопасти; углы β_1', образуемый ею, и β_1, образуемый этими элементами с окружной скоростью, равны.

При наличии удара на входе β_1' не равно β_1. Разность

$$\nu = \beta_1 - \beta_1' \qquad (3\text{-}24)$$

именуется углом атаки. Он, очевидно, больше нуля, если жидкость натекает на лицевую сторону лопасти, т. е. сторону повышенного давления, и меньше нуля при натекании на тыльную сторону — сторону, обращенную туда, куда направлен крутящий момент.

При элементарном рассмотрении этого явления гидравлика принимает, что вода при ударе уменьшает свою энергию на скоростной напор геометрической разности скоростей:

$$h_{уд} = \left[\frac{w_1'}{2g} - \frac{w_1}{2g}\right]^2 = \left[\frac{v_1'}{2g} - \frac{v_1}{2g}\right]^2, \qquad (3\text{-}25)$$

где w_1' и v_1' соответствуют условию безударного входа при том же расходе рабочего колеса.

Некоторая доля этой разности дает добавочное усилие на лопасть, а другая теряется, переходя в тепло. Если угол атаки положителен, то это усилие направлено в сторону движения и несколько увеличивает полезную работу. Если же он отрицателен, то не только уменьшается энергия жидкости, но удар еще и тормозит колесо.

3-11. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ТЕЧЕНИЯ

При течении жидкости по неподвижному сосуду уравнение Бернулли, как известно, имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_п, \qquad (3\text{-}26)$$

где $h_п$ — гидравлические потери, а остальные три члена изображают энергию 1 *кг* жидкости в трех видах.

Если применить это уравнение к протеканию жидкости через колесо с отбором между точками *1* и *2* энергии $\eta_г H$, то справа надо добавить эту энергию:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \eta_г H = h_п. \quad (3\text{-}27)$$

Можно уравнению Бернулли придать и иной вид — такой, чтобы в его состав входили скорости не абсолютные, а относительные. Выведем его в такой форме для равномерно вращающегося колеса.

Механика утверждает, что правила, устанавливаемые ею для рассмотрения абсолютного движения, применимы и к рассмотрению движения относительного, т. е. с учетом относительных скоростей, а не абсолютных; однако тогда в состав учитываемых сил (или их работ) должны вводиться силы инерции в переносном движении (или их работы).

В таком случае можно уравнение запаса работы 1 *кг* (3-26) переписать в виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + h_п + H_и, \qquad (3\text{-}28)$$

где $H_и$ — работа сил инерции.

При равномерно вращающемся канале ускорение равно $\omega^2 R$. Сила инерции 1 *кг* равна $\frac{\omega^2 R}{g}$. Она направлена по радиусу прочь от оси. Перемещение ее точки приложения в этом направлении равно dR. Ее работа от точки *1* до точки *2* равна:

$$H_и = \int_{R_1}^{R_2} \frac{\omega^2 R dR}{g} = \frac{\omega^2}{2g}(R_2^2 - R_1^2) = \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}. \qquad (3\text{-}29)$$

Тогда уравнение (3-28) переписывается в виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + h_п. \qquad (3\text{-}30)$$

Итак, уравнение Бернулли может быть написано и для относительных скоростей; однако тогда и именно при равномерном вращении канала к обеим его частям должны быть добавлены скоростные напоры окружных скоростей с отрицательными знаками. Так как рассмотрение ведется для фиктивно остановленного канала, то уравнение уже не нуждается в добавке $\eta_г H$ для учета отданной энергии.

Основное уравнение турбины (§ 3-3) может быть выведено и иными, чем указано в § 3-3, способами. Его можно получить, например, из уравнения (3-30), а именно так: из рассмотрения двух треугольников скоростей v, w и u выражаем w^2 через эти скорости и углы α. Подставляем $\frac{w^2}{2g}$ в (3-30). Сравнением полученного уравнения с (3-27) получаем основное уравнение (3-9).

Уравнение (3-30) может быть переписано в виде:

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} = \left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}\right) + (z_1 - z_2) + \left(\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}\right) - h_п. \qquad (3\text{-}31)$$

Левая часть пропорциональна Q^2, второй и третий члены справа постоянны, четвертый невелик. Тогда можно написать:

$$AQ^2 = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + B, \qquad (3\text{-}32)$$

откуда видно, что расход через турбину (и именно реактивную) можно изменять, меняя каким-либо способом разность давлений и, в частности, давление в предлопастном пространстве (подробнее см. § 6-4).

3-12. СТРУЙНАЯ ТЕОРИЯ ТУРБИНЫ

Протекание различных струек в канале турбины наиболее просто может быть представлено так. Лицевая и тыльная стороны лопасти предполагаются в виде одинаковых поверхностей, лишь взаимно сдвинутых на некоторый угол. Струйки, ближайшие к этим поверхностям, скользят по ним, описывая одинаковые как относительные, так и абсолютные пути. Предполагается, что все промежуточные струйки описывают такие же пути, лишь сдвинутые на некоторые углы. Тогда и в одном и во всех прочих каналах и абсолютные и относительные скорости на равных радиусах колеса равны. На одном и том же радиусе лопастные углы β между относительными и окружными скоростями струек (§ 3-4) те же, что и между направлением стенок и окружными скоростями. Это относится к скоростям и на входе и на выходе. На одном и том же радиусе давление возрастает от тыльной стороны лопасти к лицевой.

При таком рассмотрении основное уравнение определяет одну из восьми входящих в него величин при остальных предполагаемых известными. Обычно заданными являются H и n. Предполагается известным и $\eta_г$. Угол α_2 берется близким к 90°. Остальные величины берутся по обоснованным долголетним опытом турбиностроения данным так, чтобы удовлетворялось основное уравнение. Углы β_1 и β_2 известны из параллелограммов скоростей. Они определяют направления как входных и выходных элементов лопастей, так и струек. На остальном своем протяжении лопасти очерчиваются более или менее произвольно так, чтобы относительная скорость плавно изменяла свои величину и направление.

Так определяются очертания лопастей в одном из разрезов рабочего колеса, например на рис. 3-4,*а* нормальной к оси плоскостью. Размеры колеса в другом измерении (нормально к этой плоскости) могут быть определены лишь при знании и учете расхода, который в основное уравнение не входит, так как оно относится лишь к расходу удельному — 1 *кг/сек*. Для определения этих размеров надо пользоваться уравнениями вида (3-19).

Струйная теория проста и наглядна и долго главенствовала в турбиностроении. Однако она более или менее справедлива лишь при большом числе z_1 лопастей в колесе, когда рабочие каналы узки и относительные пути всех струек действительно схожи с очертаниями лопастей. Поэтому ее и теперь продолжают применять к расчету радиально-осевых турбин (§ 9-1), имеющих 10—32 лопасти в колесе. Турбины крыловые (§ 10-1) имеют лишь по 4—7 лопастей, и при их расчете применяется более сложная теория обтекания лопасти потоком (§ 10-2).

3-13. СИСТЕМЫ ТУРБИН И ХОД ИХ РАЗВИТИЯ

Разнообразные системы турбин объединяются в два класса турбин — реактивные и активные, о которых подробнее будет сказано ниже (§ 5-1 и 6-1).

Внутри каждого класса удобно различать системы турбин по общему направлению движения воды в их рабочем колесе, а именно в первую очередь турбины осевые и неосевые. У первых поток в общем движется в колесе на постоянном расстоянии от оси [Л. 223]. У неосевых он в колесе приближается к оси или удаляется от нее.

Турбина с потоком в ее колесе, удаляющимся от оси, может быть названа центробежной, с приближающимся к оси потоком — центростремительной. Если поток изменяет в колесе свое направление от центростремительного до осевого, то такая турбина именуется радиально-осевой.

Эйлер предлагал турбину осевую (рис. 1-4). Фурнейрон и Сафонов строили турбины центробежные (§ 1-5).

В 1847—1849 гг. американец Джемс Френсис конструктивно улучшил, а затем опытно изучил применявшиеся тогда в США турбины кустарного изготовления с колесами по схеме на рис. 3-6,*II* и исследовал их работу. Эти колеса чисто центростремительные, так как в них вода внутри рабочего колеса только приближается к оси, нисколько не изменяя своего направления на осевое. Последнее направление она принимает лишь по выходе из колеса.

Формула (3-19) показывает, что чем длиннее выходная кромка b_2, тем меньше выходные скорость v_2 и соответствующая энергия $v_2^2/2g$; тем больше, следовательно, используется энергия в самом колесе и облегчается

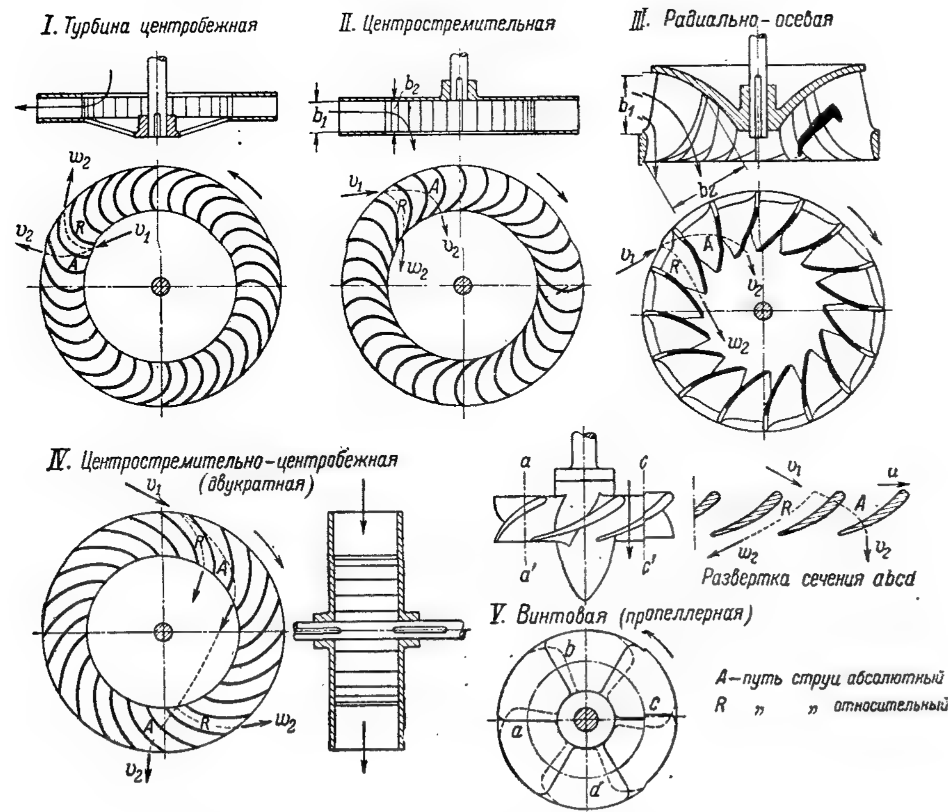


Рис. 3-6. Схемы рабочих колес разных систем турбин

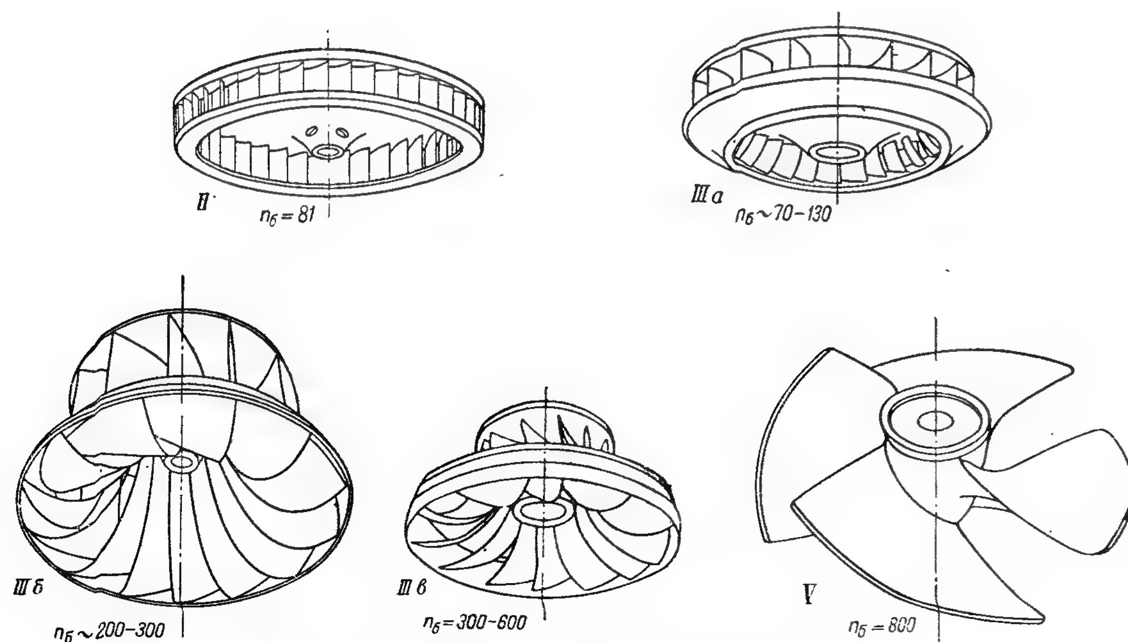


Рис. 3-7. Виды рабочих колес разных реактивных систем.

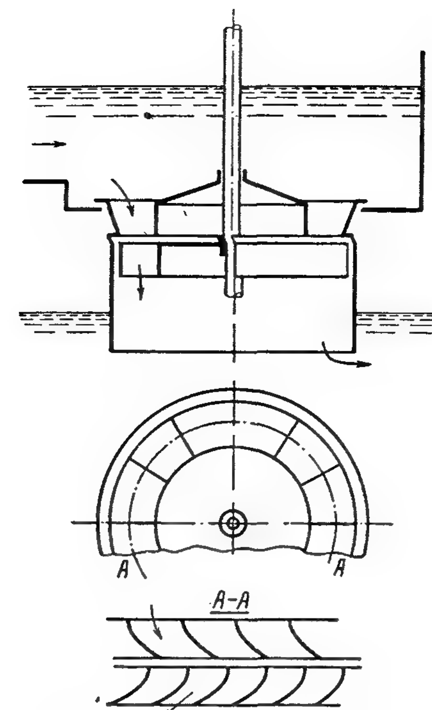


Рис. 3-8. Схема турбины Жонваля.

работа отсасывающей трубы по восстановлению кинетической энергии. По этому соображению конструкторы, начиная с Суэна (1855 г). стали делать длину выходной кромки b_2 больше длины входной b_1, а это повело к принятию потоком осевого направления уже внутри колеса (рис. 3-6,*III*). Желание пропускать через колесо больший расход и делать колесо более мощным при сохранении прежней оборотности, т. е. повышать по (2-8) его быстроходность, повело к удлинению и входной и выходной кромок. Турбины с колесами по рис. 3-6,*I* и *II* теперь не строятся; турбины с колесами по рис. 3-6,*III* за границей продолжают именоваться турбинами Френсиса; в СССР они теперь носят название радиально-осевых.

Везде на перечисленных рисунках надо представлять себе перед входом во вращающееся колесо неподвижный направитель, расположенный или внутри колеса (рис. 3-6,*I*), или снаружи (3-6,*II* и *III*).

На рис. 3-7 изображены виды колес, примерно соответствующих схемам на рис. 3-6; нумерация здесь и там общая.

В рабочих колесах осевых турбин поток движется, как уже сказано, приблизительно на постоянном расстоянии от оси. Такие турбины в предложенной в 1837—1841 гг. немцем Геншелем и французом Жонвалем конструкции были в широком употреблении до конца XIX в. В их конструкции (рис. 3-8) многочисленные лопасти рабочего колеса скреплялись между собой и втулкой и наружным ободом.

В современной конструкции (рис. 3-6,*V*) такой обод отсутствует, а число лопастей невелико (4—8); такая турбина именуется пропеллерной или винтовой [Л. 223].

Осевая турбина этой системы предлагалась неоднократно, но лишь в результате настойчивой работы В. Каплана, профессора в Брно (теперь в Чехословакии), над ее усовершенствованием и опытной проверкой она внедрилась в 30-х годах в турбиностроение. Он усовершенствовал винтовую турбину, введя поворот ее лопастей около осей, нормальных к оси турбины. В таком виде винтовая турбина носит в СССР название поворотнолопастной, а за границей —турбины Каплана.

В настоящее время широко применяются реактивные турбины радиально-осевые (§ 9-1) и поворотнолопастные (§ 10-6), реже — винтовые (§ 10-3). Из активных турбин применяются главным образом ковшевые (§ 5-2), принадлежащие к числу осевых.

Турбины, очень близкие к турбине Жонваля, применяются теперь в турбобурах (§ 10-16).

Менее употребительны две системы активных турбин — турбины двукратные (§ 5-12) и наклонноструйные (§ 5-10). Колесо первой турбины изображено на рис. 3-16,*IV*. Вода протекает через него последовательно дважды, сперва в центростремительном, затем в центробежном направлении. Наклонноструйная турбина принадлежит к числу осевых.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ПОДОБИЕ ТУРБИН И ИХ РЕЖИМОВ

4-1. ПОДОБИЕ РЕЖИМОВ ОДНОЙ И ТОЙ ЖЕ ТУРБИНЫ

По нашему определению (§ 2-1) режимом турбины называется вид ее рабочего процесса. Последний определяется в первую очередь основным уравнением турбины (3-9):

$$\eta_г H = \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g}. \qquad (4\text{-}1)$$

Представим себе, что как скорости всех частиц воды, так и окружные скорости колеса изменились в m раз, а траектория их, а следовательно, и углы α остались прежними. Правая часть уравнения изменится тогда

в m^2 раз. Так же должна измениться и левая, а при постоянстве к. п. д. — и напор. Иначе говоря, изменение напора изменяет скорости воды и расход пропорционально корню из отношения нового напора к старому при условии такого же изменения и оборотностей. Такие (с пропорциональными скоростями при прежних путях струек) режимы турбины называются кинематически подобными. Очевидно, при них скоростные параллелограммы (треугольники) входа и выхода, отличаясь друг от друга по величине, подобны, что позволяет называть такие режимы и изогональными (равноугольными).

Если, как сказано, скорости в некоторых условиях пропорциональны корню из напора, то удобно при обозначении их малыми буквами выражать их через напор так:

$$u = U\sqrt{2gH}; \quad v = V\sqrt{2gH} \text{ и т. д.,} \quad (4\text{-}2)$$

где так называемую теоретическую скорость истечения из отверстия $\sqrt{2gH}$ мы предложили называть напорной, а безразмерные, обозначаемые соответствующими прописными буквами скоростные коэффициенты, можно для краткости называть быстротами. Последние в литературе часто обозначаются k_u, k_v и т. п., что сложнее, чем прописными буквами. В выражениях (4-2) имеем $\sqrt{2g} = 4{,}43$.

Тогда уравнению (4-1) можно придать безразмерный и не зависящий от напора вид:

$$\eta_г = 2(U_1V_1\cos\alpha_1 - U_2V_2\cos\alpha_2). \quad (4\text{-}3)$$

Основное уравнение (4-1), преобразованное к такому виду, при постоянстве в нем скоростных коэффициентов характеризует уже не отдельный режим турбины, а ряд ее режимов, подобных в том смысле, что соотношения между действующими в ней на жидкость массовыми силами (тяжести и инерции) постоянны. Такое подобие режимов называется динамическим; оно возможно лишь при наличии кинематического подобия, которому в (4-3) соответствует постоянство углов α_1 и α_2.

Уместен вопрос: допустимо ли гидравлический к. п. д. одной и той же турбины $\eta_г$ (§ 3-3) в ее подобных режимах при разных напорах считать постоянным? Рассмотрим гидравлические потери в турбине (подробнее см. гл. 12). Их можно разделить на путевые (аналогичные потерям в цилиндрической трубе при турбулентном течении), вихревые (при обтекании тел и выступов на стенках, внезапных изменениях скорости) и выходные. Последние два вида потерь пропорциональны квадрату скоростей, а следовательно, и напору.

Путевые потери в трубах изменяются по формуле

$$h_{пут} = \lambda\frac{l}{d}\cdot\frac{v^2}{2g} = \lambda\frac{l}{4R}\cdot\frac{v^2}{2g}, \quad (4\text{-}4)$$

где R — гидравлический радиус.

Вообще говоря, коэффициент сопротивления λ переменен. В одних случаях — при очень шероховатых стенках — λ является функцией их относительной шероховатости. Тогда для некоторого канала λ постоянно и потери в нем пропорциональны квадрату скорости, т. е. первой степени напора.

В других случаях — при очень гладких стенках — λ обратно пропорционально корню четвертой степени из критерия режима движения (числа Рейнольдса, § 4-6):

$$\mathrm{Re} = \frac{vR}{\nu} = \frac{vd}{4\nu}. \quad (4\text{-}5)$$

В этом выражении кинематическая вязкость ν холодной воды приблизительно постоянна. Скорость v пропорциональна квадратному корню из напора. Следовательно, λ обратно пропорционально корню восьмой степени из напора. Такая слабая зависимость позволяет и в этом случае принимать λ постоянным, а путевые потери, как и другие гидравлические потери, пропорциональными напору.

Но и располагаемая удельная энергия тоже пропорциональна напору. Следовательно, при изменении напора относительные потери, а с ними и гидравлический к. п. д. остаются теми же. Таким образом, постоянство гидравлического к. п. д. в подобных режимах у одной и той же турбины при разных напорах является с достаточной для практики точностью доказанным, а пренебрежение силами вязкости при установлении динамического подобия — допустимым.

В гидротурбиностроении широко используются выражения вида (4-2) для связи скоростей с быстротами и напорами. Для ускорения расчетов полезно указать быстрый способ проведения таких расчетов на обычной логарифмической линейке с четырьмя шкалами. Для этого надо предварительно запомнить, что $\frac{1}{2g} = 0{,}051$.

Из (4-2) имеем:

$$\frac{1}{2g} : H = 0{,}051 : H = V^2 : v^2.$$

Предположим, что здесь мы задались значениями v и V и хотим найти H. Передвигая движок, располагаем против значения V на 4-й (считая сверху) шкале значение v на 3-й; тогда читаем на 2-й шкале значение H против деления 5,1, находящегося на 1-й шкале. Любому иному значению V на 4-й шкале соответствует свое значение v на 3-й.

4-2. ПЕРЕСЧЕТ ТУРБИНЫ НА НОВЫЙ НАПОР

Из изложенного следует, что если мы хотим при перестановке турбины под новый напор иметь подобный режим и сохранить ее прежний (хороший или плохой) к. п. д., то мы должны изменить (изменением нагрузки) окружные скорости, а следовательно, и оборотность пропорционально корню из отношения напоров. Тогда так же изменится и скорость воды, а следовательно, и расход. Мощность изменится по (2-2) пропорционально и напору и расходу, т. е. пропорционально напору в степени $^3/_2$.

Таким образом, перевод турбины с напора $H_а$ на напор $H_б$ ведет к формулам кинематического подобия [называемым также формулами Фруда (1869 г.) или формулами пропорциональности]:

$$\frac{n_б}{n_а} = \sqrt{\frac{H_б}{H_а}}; \quad (4\text{-}6)$$

$$\frac{Q_б}{Q_а} = \sqrt{\frac{H_б}{H_а}}; \quad (4\text{-}7)$$

$$\frac{N_б}{N_а} = \frac{H_б}{H_а}\sqrt{\frac{H_б}{H_а}}. \quad (4\text{-}8)$$

Последняя формула менее точна, чем две предыдущие, так как мощности по (2-2) пропорциональны полным к. п. д. турбины. Входящие в состав потерь механические и некоторые другие потери (§ 12-1) при изменении оборотности и напора меняются иначе, чем гидравлические, почему сохранение прежнего гидравлического к. п. д. не предрешает еще постоянства полного к. п. д.

Развиваемые турбиной моменты пропорциональны мощностям и обратно пропорциональны оборотностям; следовательно, имеем:

$$\frac{M_б}{M_а} = \frac{H_б}{H_а}. \quad (4\text{-}9)$$

Таким образом, спроектированная или построенная турбина может быть применена при разнообразных сочетаниях напора и расхода и при оборотности, каждый раз соответствующей этому сочетанию. Это очень облегчает работу проектных бюро и заводов, так как сокращает число размеров турбин, необходимых для соответствия бесконечному разнообразию таких встречающихся сочетаний (§ 2-6).

Надо иметь в виду, что по приведенному рассмотрению турбина с одними и теми же проточными частями гидравлически пригодна для работы при разных напорах. Этого нельзя распространить на прочность ее деталей при разных напорах: детали, надежно рассчитанные на один напор, могут оказаться слабыми при значительно большем. Так, например, вал турбины передает по (4-9) при разных напорах разные моменты. Поэтому турбина с одинаковыми проточными частями конструктивно может оформляться различно в зависимости от напора, под которым она будет работать.

4-3. ПОДОБНЫЕ ТУРБИНЫ И ПОДОБИЕ ИХ РЕЖИМОВ

Турбины называются подобными, если поверхности их проточных частей геометрически подобны, т. е. отдельные сходные элементы этих поверхностей имеют пропорциональные размеры и расположены под равными углами. К проточным частям турбины относятся в первую очередь каналы рабочих колес, затем каналы направляющих аппаратов и, наконец, полости входящих в состав турбин турбинных камер (§ 6-5) и отсасывающих труб (§ 7-1).

Подобие стенок каналов предрешает по струйной теории и подобие путей струек. Представим себе две такие подобные турбины с диаметрами их колес $D_в$ и $D_г$. Придадим их колесам одинаковые окружные скорости u_1 и u_2. Подобие путей приводит к равенству у обеих турбин углов α_1 и α_2 и пропорциональности скоростей расходу. Пропустим через обе турбины разные расходы при равных скоростях v_1 и v_2. Это приведет к совпадению правых частей, а следовательно, и левых в уравнениях (4-1), т. е. произведений $\eta_г H$. Если бы у турбины были одинаковые гидравлические к. п. д., то их надо было бы поставить под равные напоры.

Однако здесь разница между к. п. д. будет больше, чем в подобных режимах одной и той же турбины (§ 4-1), так как коэффициент сопротивления трения λ оказывается обратно пропорциональным напору под корнем не восьмой, а лишь четвертой степени. Этой разницей пренебрегают лишь при грубых расчетах, а при более точных пересчитывают прежний к. п. д. на новый диаметр (§ 4-4 и 12-9). Тогда для удовлетворения уравнения (4-1) повышение к. п. д. у второй турбины ведет или к понижению у нее напора, необходимого для сохранения прежних скоростей, расхода и левой части уравнения прежними, или же при сохранении прежнего напора к росту правой части пропорционально к. п. д. и всех скоростей и расхода пропорционально квадратному корню из к. п. д.

Если бы к. п. д. не менялся, то при переходе от одного диаметра колеса к другому оборотность менялась бы обратно пропорционально диаметрам, а расход — пропорциональ-

но сечениям каналов, т. е. квадрату диаметров. При учете же изменения к. п. д. получаются следующие формулы геометрического подобия режимов (или пересчета турбин на иные диаметры):

$$\frac{n_г}{n_в}=\frac{D_в}{D_г}\sqrt{\frac{\eta_г}{\eta_в}}. \qquad (4\text{-}10)$$

$$\frac{Q_г}{Q_в}=\frac{D_г^2}{D_в^2}\sqrt{\frac{\eta_г}{\eta_в}}; \qquad (4\text{-}11)$$

$$\frac{N_г}{N_в}=\frac{D_г^2}{D_в^2}\cdot\frac{\eta_г}{\eta_в}\sqrt{\frac{\eta_г}{\eta_в}}; \qquad (4\text{-}12)$$

$$\frac{M_г}{M_в}=\frac{D_г^3}{D_в^3}\cdot\frac{\eta_г}{\eta_в}. \qquad (4\text{-}13)$$

Для перехода от некоторого режима одной турбины к подобному режиму подобной турбины при новом напоре надо последовательно применить два пересчета или объединить два набора формул в один общий. Тогда получаем формулы геометрически-кинематического подобия (или, иначе, формулы пересчета турбин и на диаметр и на напор):

$$\frac{n_е}{n_д}=\sqrt{\frac{H_е}{H_д}}\cdot\frac{D_д}{D_е}\sqrt{\frac{\eta_е}{\eta_д}}; \qquad (4\text{-}14)$$

$$\frac{Q_е}{Q_д}=\sqrt{\frac{H_е}{H_д}}\cdot\frac{D_е^2}{D_д^2}\sqrt{\frac{\eta_е}{\eta_д}}; \qquad (4\text{-}15)$$

$$\frac{N_е}{N_д}=\frac{H_е}{H_д}\sqrt{\frac{H_е}{H_д}}\cdot\frac{D_е^2}{D_д^2}\cdot\frac{\eta_е}{\eta_д}\sqrt{\frac{\eta_е}{\eta_д}}; \qquad (4\text{-}16)$$

$$\frac{M_е}{M_д}=\frac{H_е}{H_д}\cdot\frac{D_е^2}{D_д^2}\cdot\frac{\eta_е}{\eta_д}. \qquad (4\text{-}17)$$

При этом следует иметь в виду, что в формулах (4-16) и (4-17) правильнее было бы учесть дополнительно и изменение полных к. п. д., т. е. к. п. д., включающих механические потери.

Замечаем, что с ростом напора и диаметра растут все величины, кроме оборотности, которая падает с ростом диаметра.

Выражение «две турбины работают в подобных режимах» часто заменяют более простыми: они работают «в одинаковых режимах» или даже «в одном и том же режиме».

Пропорциональность оборотности отношению корня из напора к диаметру турбины была осознана уже к началу XX в. (§ 4-8), хотя тогда понятия подобия режимов еще не существовало.

4-4. ПЕРЕСЧЕТ К. П. Д. ТУРБИНЫ НА ЕЕ НОВЫЙ ДИАМЕТР

Опыт показывает, что у двух подобных, работающих в подобных режимах, но разного размера турбин большинства систем (§ 3-13) полные к. п. д. различны: у большей турбины он несколько больше. Можно предположить, что все потери в турбине — путевые, т. е. соответствуют формуле (4-4), и что в ней коэффициент λ изменяется в зависимости от числа Рейнольдса (§ 4-6) в соответствии с распространенной формулой Блязиуса:

$$\frac{\lambda_б}{\lambda_а}=\sqrt[4]{\frac{\mathrm{Re}_а}{\mathrm{Re}_б}}=\sqrt[4]{\frac{D_а v_а}{D_б v_б}}=\sqrt[4]{\frac{D_а}{D_б}}\sqrt[8]{\frac{H_а}{H_б}}. \qquad (4\text{-}18)$$

Тогда в том же отношении будут меняться и относительные потери обеих турбин $\xi_б$ и $\xi_а$. Отсюда видно, что потери зависят главным образом от отношения диаметров и гораздо слабее — от отношения напоров. Если последней зависимостью пренебречь, то получается формула, предложенная в 1925 г. в США Муди, а в СССР в 1926 г. А. А. Морозовым:

$$\xi_б=\xi_а\sqrt[4]{\frac{D_а}{D_б}}=1-\eta_б, \qquad (4\text{-}19)$$

а следовательно,

$$\eta_б=1-(1-\eta_а)\sqrt[4]{\frac{D_а}{D_б}}. \qquad (4\text{-}20)$$

Было затем замечено, что формула (4-19) во многих случаях заметно преувеличивает влияние на к. п. д. диаметра, и было предложено (Проскурой в 1929 г. [Л. 194] и Муди в 1942 г.) заменить показатель 4 у корня показателем 5:

$$\xi_б=\xi_а\sqrt[5]{\frac{D_а}{D_б}}. \qquad (4\text{-}21)$$

Справедливость этих «коренных» формул пересчета обосновывается главным образом статистически.

Вообще для пересчета к. п. д. турбин было в разное время предложено не менее 20 более или менее теоретически обоснованных и сложных формул. Их перечисление, разделение на три группы и критику см. [Л. 286].

Соображения об уточнении пересчета к. п. д. даны ниже (§ 12-9).

Обычно судят о вероятном значении к. п. д. и других рабочих параметрах натурной турбины, предполагаемой к установке на некоторой гидростанции, на основании их пересчета с параметров модельной турбины, испытанной в лаборатории, которая часто расположена очень далеко от этой гидростанции. При таком пересчете не следует забывать, что ускорение силы тяжести g под разными географическими широтами различно (§ 1-2), а влияние его на эти параметры очень заметно. Натурная турбина, установленная, например, в Ташкенте, будет иметь в подобных режимах иные рабочие параметры, чем точно такая же турбина, установленная в Ленинграде.

В подобных режимах любая скорость в турбине

$$v=V\sqrt{2gH},$$

где быстрота V постоянна.

При изменении широты как скорости, так и расход турбины Q меняются пропорционально.

Мощность пропорциональна расходу и объемному весу $\gamma=\rho g$, где ρ есть не зависящая от широты плотность воды. Следовательно, мощность пропорциональна $g\sqrt{g}$. Разница в мощности может быть вполне заметной. Так, в Ленинграде $g=9{,}819$ *м/сек*², а в Ташкенте 9,771 *м/сек*². Следовательно, в Ташкенте скорость и расход на 0,25%, а мощность на 0,74% меньше, чем в Ленинграде.

Влияние отметки местности на ускорение силы тяжести, а следовательно, и на параметры скорости, расхода и мощности по формуле (1-2) ничтожно.

Влияние изменения температуры на изменение *объемного веса может быть заметным. Если* в Ленинграде вода имеет $t=4°$ C, а в Ташкенте 30° C, то отношение соответствующих объемных весов воды (табл. 1-1) равно 0,9958 и турбина в Ташкенте дополнительно снизит свою мощность на 0,42%. Наконец, возможно, что некоторое влияние на гидравлические потери и к. п. д. турбины имеет понижение кинематической вязкости воды при повышении температуры (табл. 1-1). Однако это влияние возможно лишь при малой шероховатости проточных частей. При достаточно большой шероховатости, именно когда высота неровностей стенок больше толщины пограничного ламинарного слоя, путевая потеря перестает зависеть от числа Рейнольдса, а следовательно, и от вязкости (§ 12-10).

В справочниках для разных жидкостей чаще указывается не кинематическая вязкость ν, а менее удобная для технических расчетов динамическая вязкость μ. Первая (*см²/сек*) вычисляется по второй (в пуазах; *пуаз* есть *грамм-масса/см · сек*) так:

$$\nu=\frac{\mu}{\rho},$$

где ρ — плотность жидкости, *г/см³*.

4-5. ТИПЫ И СЕРИИ ТУРБИН

Набор подобных рабочих колес разных размеров называется их серией (рядом).

Для таких колес конструктивно характерны постоянные соотношения между размерами их проточных частей. Такие колеса обладают рядом общих, типичных для всей серии гидравлических свойств, почему и говорят, что они являются разновидностями одного типа. Внешне один тип некоторой системы отличается от другого характерной для него быстроходностью, которая для всех колес серии почти одна и та же. Быстроходность выражается формулой (2-8):

$$n_б=\frac{7}{6}\cdot\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}. \qquad (4\text{-}22)$$

Возьмем отношение быстроходностей двух подобных колес при одном и том же напоре:

$$\nu_б=\frac{n_е}{n_д}\sqrt{\frac{N_е}{N_д}}. \qquad (4\text{-}23)$$

Подставляя сюда отношения оборотностей и мощностей из (4-10) и (4-12), имеем:

$$\nu=\left(\frac{\eta_е}{\eta_д}\right)^{5/4}. \qquad (4\text{-}24)$$

Это отношение близко к единице. Оно растет с ростом диаметра, т. е. более крупная турбина некоторого типа имеет несколько бóльшую быстроходность, чем меньшая в подобном (часто говорят: «в том же») режиме. При более грубых подсчетах небольшой разницей пренебрегают.

Применение одной и той же турбины при разных напорах сокращает число необходимых размеров; поэтому общность свойств подобных турбин одного типа (принадлежащих к одной серии) облегчает работу проектных и расчетных бюро и турбинных лабораторий: разработка колеса некоторого размера и с некоторой быстроходностью, показавшего при испытании хорошие свойства, позволяет без новых гидравлических расчетов и испытаний проектировать и строить подобные колеса иных размеров с уверенностью, что и они будут иметь такие же хорошие свойства.

Турбины с подобными колесами строятся по возможности с сохранением подобия остальных элементов их проточных частей (направляющего аппарата, турбинной камеры, отсасывающей трубы). Обычно такие турбины называют турбинами одного типа, образующими одну серию.

В § 2-1 было указано, что режим турбины определяется пятью размерными величинами: N, Q, H, n, D и безразмерным отношением (2-4):

$$\eta=\frac{102N}{Q\gamma H}. \qquad (4\text{-}25)$$

Добавим к нему еще два отношения (§ 4-1):

$$V=\frac{v}{\sqrt{2gH}}=\frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}\sqrt{2gH}}; \qquad (4\text{-}26)$$

$$U=\frac{u}{\sqrt{2gH}}=\frac{\pi Dn}{60\sqrt{2gH}}. \qquad (4\text{-}27)$$

Эти два скоростных коэффициента можем привязывать к любому из диаметров колеса, принимаемому за характерный. Коэффициент полезного действия и

эти коэффициенты характерны для подобных режимов подобных турбин. Они позволяют, задавшись по местным условиям двумя из размерных параметров (например, H и Q), определить из уравнений (4-25)—(4-27) остальные три, например D, n и N.

Из (4-26) и (4-27) можем вывести:

$$D=\sqrt[3]{\frac{240}{\pi^2}\cdot\frac{U}{V}}\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \qquad (4\text{-}28)$$

4-6 *. КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

Гидромеханика широко пользуется особыми безразмерными величинами — критериями подобия. Если у двух течений значения некоторого такого критерия равны, то эти два течения в некотором смысле, соответствующем виду данного критерия, гидродинамически подобны и к расчету их может быть применена или одна и та же формула или даже одно и то же значение некоторого коэффициента.

Число Рейнольдса Re (иначе критерий режима движения или критерий вязкостного подобия) пропорционально отношению сил инерции частиц жидкости к действующим на них силам вязкости:

$$\mathrm{Re}=\frac{Lv}{\nu},$$

где L *м* — некоторый линейный размер; v *м/сек* — некоторая скорость; ν *м²/сек* — кинематическая вязкость жидкости. У турбин число Рейнольдса часто записывается в виде:

$$\mathrm{Re}=\frac{D\sqrt{2gH}}{\nu}.$$

Число Фруда (критерий гравитационного подобия) применяется к течениям, происходящим под действием сил тяжести:

$$\mathrm{Fr}=\frac{v^2}{gL}=\frac{v^2}{gH}.$$

Очевидно, его связь с любым скоростным коэффициентом V (§ 4-5) такова:

$$\mathrm{Fr}=2V^2;\ V=\sqrt{0{,}5\mathrm{Fr}}.$$

Приведенный расход легко связывается с этим критерием. В турбине v пропорционально $Q:D^2$; тогда критерий Фруда пропорционален Q^2/gHD^4; следовательно, приведенный расход (см. § 4-7) $Q'_{\mathrm{I}}=Q/\sqrt{H}D^2$ пропорционален $\sqrt{\mathrm{Fr}}$.

Тому же критерию пропорционально приведенное число оборотов $n'_{\mathrm{I}}=\frac{nD}{\sqrt{H}}$, так как n пропорционально $\frac{v}{D}$. Отношение

$$\frac{n'_{\mathrm{I}}}{Q'_{\mathrm{I}}}=\frac{nD^3}{Q},$$

очевидно, безразмерно.

Безразмерное число Струхаля определяется или как [Л. 178]

$$\mathrm{Sh}=\frac{L}{vt},$$

или как [Л. 195]

$$\mathrm{S}=\frac{vt}{L},$$

где t есть характерная для данного процесса продолжительность периода.

Второе выражение как будто нагляднее: критерий периодичности пропорционален периоду t нестационарности.

В обоих выражениях для числа Струхаля можно заменить t через $n=\frac{1}{t}$, где n есть число соответствующих периодов в секунду (частота).

Число Струхаля увязывается с числом Рейнольдса так. Из определения этого числа (§ 4-1) имеем:

$$v=\frac{\mathrm{Re}\,\nu}{L},$$

что после подстановок дает:

$$\mathrm{Sh}=\frac{L}{vt}=\frac{Ln}{v}=\frac{L^2n}{\nu\,\mathrm{Re}}.$$

У турбины за время t *сек* могут быть приняты разнообразные величины, в том числе:

1) время одного оборота $60:n$;

2) время прохода лопасти от одной лопатки до соседней $60:nz_0$, где z_0 есть число лопаток;

3) время между проходом некоторой лопасти мимо некоторой лопатки и непосредственно за этим следующим проходом той же или другой лопасти мимо некоторой другой лопатки

$$t=60:\frac{nz_0z_1}{a},$$

где z_1 есть число лопастей, а a — общий наибольший делитель для z_0 и z_1.

Любая скорость некоторой работающей в определенном режиме турбины пропорциональна $\sqrt{H}$. Тогда Sh оказывается пропорциональным n_{I}' (§ 4-7).

4-7. ПРИВЕДЕННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Сравнивая рабочие параметры разных турбин или одной и той же турбины в разных режимах, будем относить эти параметры к работе подобной турбины в том же режиме, но при диаметре ее колеса 1 *м* и напоре 1 *м*. Коэффициент полезного действия при этом переходе условно сохраняется прежним.

Так пересчитанные параметры именуются приведенными. Приведение к 1 *м* напора обозначается индексом I внизу, к 1 *м* диаметра — индексом′ (прим) вверху.

Если турбина диаметром D *м* работает под напором H *м* при оборотности n, расходе Q, мощности N и моменте M, то из выражений (4-10)—(4-13) следует (без учета изменения к. п. д.):

$$n'_{\mathrm{I}}=\frac{nD}{\sqrt{H}}; \qquad (4\text{-}29)$$

$$Q'_{\mathrm{I}}=\frac{Q}{\sqrt{H}D^2}; \qquad (4\text{-}30)$$

$$N'_{\mathrm{I}}=\frac{N}{H\sqrt{H}D^2}; \qquad (4\text{-}31)$$

$$M'_{\mathrm{I}}=\frac{M}{HD^3}. \qquad (4\text{-}32)$$

По известным приведенным величинам легко получаются значения величин при любых напоре и диаметре; например, расход

$$Q=Q'_{\mathrm{I}}\sqrt{H}D^2. \qquad (4\text{-}33)$$

4-8. ПОНЯТИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ ТУРБИНЫ

Быстроходностью или коэффициентом быстроходности (§ 2-7) турбины в некотором режиме условились называть число оборотов турбины, подобной данной, работающей в том же режиме и с тем же к. п. д., но таких размеров, что она при напоре 1 *м* имеет мощность 1 *л. с.* Выведем выражение для этого коэффициента.

Пусть турбина работает при рабочих параметрах H *м*, n, N *л. с.* Переставим ее под напор 1 *м*. В этом же режиме ее оборотность по (4-6) будет $\frac{n}{\sqrt{H}}$, а по (4-8) ее мощность $\frac{N}{H\sqrt{H}}$ *л. с.* Чтобы изменить ее мощность в $\frac{H\sqrt{H}}{N}$ раз, надо по (4-12) изменить ее диаметр в $\sqrt{\frac{H\sqrt{H}}{N}}$ раз, отчего ее предыдущая оборотность изменится по (4-10) в $\sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}}$ раз. Тогда и получаем искомую оборотность, уже указанную в § 2-7:

$$n_б=\frac{n}{\sqrt{H}}\sqrt{\frac{N_{л.с.}}{H\sqrt{H}}}=\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_{л.с.}}{\sqrt{H}}}=$$

$$=\frac{7}{6}\cdot\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_{квт}}{\sqrt{H}}}. \qquad (4\text{-}34)$$

Выразив по (2-4) N через Q, H, η, получаем иное выражение:

$$n_б=\frac{n}{H}\sqrt{\frac{Q\gamma H\eta}{75\sqrt{H}}}=\frac{3{,}65\,n\sqrt{Q\eta}}{H^{3/4}}. \qquad (4\text{-}35)$$

Наконец, заменив n и Q через n'_{I} и Q'_{I}, освобождаемся от знаменателя, равного единице, и получаем:

$$n_б=3{,}65n'_{\mathrm{I}}\sqrt{Q'_{\mathrm{I}}\eta}. \qquad (4\text{-}36)$$

Выражение быстроходности в таком виде очень важно. Оно показывает, что одна и та же быстроходность может быть получена разными сочетаниями двух величин — приведенных оборотности и расхода. Следовательно, рабочие колеса с одинаковой быстроходностью могут быть существенно различными по соотношениям их размеров и свойствам. При одних и тех же H, Q, η, $n_б$ колесо с большим n'_{I} и малым Q'_{I} будет иметь больший диаметр, при обратном соотношении — меньший. Поэтому теперь все более предпочитают характеризовать тип турбины не быстроходностью, а приведенными оборотностью и расходом.

Отмечаем, что в (4-36) множитель 3,65 зависит от γ; поэтому при $\gamma\neq 1\,000$ *кг/м³* он иной.

По (4-36) быстроходность пропорциональна $n'_{\mathrm{I}}\sqrt{Q'_{\mathrm{I}}}$, т. е. по § 4-6 она пропорциональна $\mathrm{Fr}^{3/4}$.

Быстроходность есть величина размерная, почему значения ее в системах мер метрической и английской различны (§ 2-7). Размерность ее выражается как $\frac{кг^{1/2}}{м^{3/4}\cdot сек^{3/2}}$.

Можно было бы для характеристики того же свойства турбины употреблять и безразмерную величину, что

достигается разными способами. Для вывода такой величины надо повторить рассуждения начала этого параграфа и отыскать оборотность турбины, работающей под единичным напором на жидкости с единичным объемным весом в поле сил тяготения с единичным ускорением и дающей единицу полезной работы в единицу времени.

Тогда получается безразмерная быстроходность

$$n_{б.б}=\frac{nN^{1/2}}{H^{5/4}g^{3/4}\gamma^{1/2}}=\frac{n\sqrt{Q\eta}}{(gH)^{3/4}}. \qquad (4\text{-}37)$$

В метрической системе здесь N выражается в *кгм/сек*. Имеются связи:

$$n_{б.метрич}=20{,}2n_{б.б}; \qquad (4\text{-}38)$$

$$n_{б.англ}=4{,}54n_{б.б}. \qquad (4\text{-}39)$$

Есть авторы (например, [Л. 195]), которые предпочитают ускорение принимать равным не единице, а половине (т. е. $2g=1$); тогда получается несколько другое выражение для безразмерной оборотности.

Оригинальное предложение нового вида безразмерной быстроходности применительно к турбинам турбобуров (§ 10-16) сделал Ильский [Л. 87]. Он находит удобным судить о быстроходности одноступенчатой турбины турбобура по «критерию» n_i, который так связывается с обычной быстроходностью $n_б$:

$$n_i=\frac{\pi n_б^2}{12\gamma g^{3/2}\eta\eta_г^{3/2}}.$$

Здесь η и $\eta_г$ — общий и гидравлический к. п. д. турбины. Новый критерий не зависит ни от ускорения силы тяжести g, ни от объемного веса γ рабочей жидкости. Последнее удобно для турбобуров, где рабочая жидкость часто имеет γ, отличное от γ для воды.

При числе Z ступеней многоступенчатой турбины ее критерий равняется:

$$n_{iZ}=\frac{n_i}{Z^{3/2}}.$$

По многолетней привычке турбиностроителей к знакомым значениям быстроходностей у турбин разных систем и типов предложения ввести в употребление безразмерную быстроходность не нашли сочувствия.

Быстроходность является оборотностью турбины, удельной по напору и мощности, почему ее можно было бы обозначать n_{HN}. Но возможно было бы введение и ряда других понятий: оборотности, удельной по H и Q или по H и D, а также понятий удельных расхода, мощности и т. п. [Л. 257].

В § 11-23 использованы напор и расход, удельные по оборотности и диаметру (H_{nD} и Q_{nD}). Их выражения таковы:

$$H_{nD}=\frac{1{,}395}{10^4U^2}; \qquad (4\text{-}40)$$

$$Q_{nD}=\frac{1{,}24n_б^2}{10^7\eta U^2}, \qquad (4\text{-}41)$$

где U — коэффициент окружной скорости на диаметре D.

Оборотность, удельную по напору и расходу, n_{HQ} многие теоретики предпочитали обычной $n_б=n_{HN}$, так как расход более характеризует гидравлические свойства колеса, чем полезная мощность турбины, зависящая и от механических ее потерь. Все же это понятие широкого применения не получило.

Современное понятие быстроходности вошло в употребление в Германии около 1905 г., а понятия приведенных оборотности и расхода, а также разложение на них быстроходности освоили в Европе лишь около 1924 г. Любопытно, что при малом развитии турбиностроения в дореволюционной России теория турбин стояла тем не менее настолько высоко, что в лекциях по турбинам в Московском высшем техническом училище уже в 1901 г. [Л. 8] предлагалось характеризовать турбины такими величинами:

„коэффициент скорости"

$$\xi=\frac{u}{\sqrt{2gH}}; \qquad (4\text{-}42)$$

„приведенное отверстие"

$$\Omega=\frac{Q}{r^2\sqrt{2gH}}; \qquad (4\text{-}43)$$

„степень быстроходной мощности"

$$\mu=\xi^2\Omega\eta. \qquad (4\text{-}44)$$

Сравнение с употребляемыми теперь величинами дает:

$$\xi=U=n_I'\frac{\pi}{60\sqrt{2g}}; \qquad (4\text{-}45)$$

$$\Omega=Q_I'\frac{4}{\sqrt{2g}}; \qquad (4\text{-}46)$$

$$\mu=n_I'Q_I'\eta\,\frac{\pi}{900(2g)^{3/2}}=\left(\frac{n_б}{326}\right)^2. \qquad (4\text{-}47)$$

Таким образом, русская техническая наука опередила (на 4—24 года) зарубежную, предложив различать турбины по их быстроходносcти, разложив последнюю на два характерных множителя и дав для всех трех понятий безразмерные выражения.

В теории лопастных насосов в выражение для быстроходности (4-34) вводится не мощность, полученная насосом от двигателя, а, так же как и у турбин, полезная мощность, т. е. мощность подъема воды на высоту H:

$$\frac{Q\gamma H}{75}\ л.\ с.$$

Тогда к. п. д. из выражений (4-35) и (4-36) исчезает. Чтобы сохранить прежним значение быстроходности насоса при переводе его с воды на жидкость иного объемного веса, относят быстроходность не к насосу 1 *л. с.*, способному подымать 75 *кг* воды в 1 *сек* на высоту 1 *м*, а к насосу, способному подымать на эту высоту 75 *л* в 1 *сек* жидкости любого объемного веса.

Тогда у насосов

$$n_б=3{,}65n\sqrt{\frac{Q}{H\sqrt{H}}},$$

где Q выражено в *м³/сек*.

Далее, можем для насосов получить:

$$n_{б.англ}=8{,}9n_{б.метр}.$$

ГЛАВА ПЯТАЯ

АКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ

5-1. ОБЩИЕ СВОЙСТВА АКТИВНЫХ ТУРБИН

Данные на рис. 3-6 схемы при суживающихся рабочих каналах и подводе воды по всей окружности колеса относятся к реактивным (напорноструйным) турбинам.

Однако по тем же схемам могли бы работать и турбины активные (свободноструйные) с обычным у них впуском воды на колесо не по всем каналам направителя, а лишь по одному или немногим. Такие турбины ранее и применялись. Они тогда именовались: по рис. 3-6, *I* — турбиной Швамкруга (1848 г.), по рис. 3-6, *II* — турбиной Цуппингера (1847 г.), по рис. 3-8 (однако без отсасывающей трубы и с подводом воды к колесу лишь на части его окружности) — турбиной Жирара (1851 г.).

Все эти системы активных турбин в настоящее время не применяются, так как лучшими оказались другие. Турбины Жирара недавно пытались снова применять с питанием от водопровода для привода вентиляторов в шахтах с большим содержанием горючего газа в воздухе, когда электрический привод является пожароопасным. Однако такие турбины с трудом регулируются, почему и здесь турбины других систем (ковшевые) предпочтительны.

Как уже сказано выше (§ 3-1), в активной турбине давление воды при входе в колесо и выходе из него, а следовательно, в общем случае и во всем рабочем канале одно и то же.

Колесо обычно работает в воздухе под атмосферным давлением, хотя это и необязательно: оно может работать в пространстве и с повышенным и с пониженным против атмосферного давлением; о случае его работы в сильно сжатом газе см. § 5-6.

Если между давлениями при входе и выходе нет разницы, то колесо и не может использовать перепад давлений. Следовательно, вся располагаемая энергия воды должна находиться перед колесом в виде кинетической энергии. Тогда скорость истечения из направителя приближается к напорной скорости $\sqrt{2gH}$ (§ 4-1) и лишь немного меньше ее из-за сопротивлений в направителе. В соответствии с этим активной турбине обычно и дается такое определение: это турбина с рабочим колесом, использующим только кинетическую энергию жидкости.

При постоянном давлении внутри колеса возможно и удобно делать рабочие каналы достаточно просторными, чтобы струя прилегала лишь к лицевой стороне лопасти (рис. 3-1,*б*), будучи отделенной от тыльной слоем воздуха. Вполне допустимо (и это обычно и делается) впускать воду в колесо не по всей его окружности, а лишь в одном или нескольких местах, через один или несколько направляющих каналов. Действительно, течение по лопастям нисколько не сбивается, если рабочие каналы против одного из направляющих будут наполняться водой, а затем на пути до следующего — опорожняться; на этом протяжении они будут без вреда для процесса заполняться воздухом.

Раз абсолютная скорость входа v_1 велика (близка к наибольшей возможной — напорной), то по формуле (3-9), или более простой (3-20), при некотором значении α_1 окружная скорость u_1 будет малой или умеренной. Следовательно, при тех же входном радиусе колеса и напоре оборотность будет небольшой (рис. 5-1).

Малая окружная скорость и большая на ее направление проекция абсолютной скорости ведут к вытянутой форме параллелограмма скоростей и малому значению входного лопастного угла β_1 (рис. 3-4). Так как выходной угол β_2 всегда больше 90°, то очертание лопасти принимает серповидную форму. Вытянутость параллелограмма, малый угол β_1 и указанная форма лопасти характерны для активных турбин.

Впуск воды только на части окружности соответствует пропуску через турбину при некотором диаметре ее колеса лишь малого или умеренного расхода. Следовательно, при заданных напоре и диаметре колеса и мощность активной турбины относительно невелика.

Малые (относительно напора и диаметра) оборотности и мощности ведут по (2-8) к малым значениям быстроходности. Действительно, быстроходность активных турбин лежит в преде-

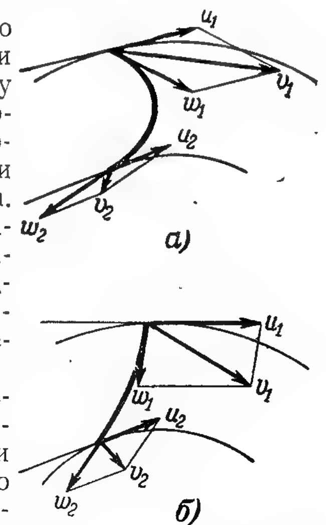


Рис. 5-1. Входные скоростные параллелограммы турбин—тихоходной и быстроходной.

лах 3—150. Если бы потребовалось, у них можно было бы получить еще меньшую быстроходность. Реактивные турбины (§ 6-1) имеют быстроходность, вообще гораздо бо́льшую, чем активные. Однако и у них при особых условиях можно получить такое же малое n_s (например, $n_s=3$), как и у активных (§ 10-16).

Турбины малой быстроходности удобно применять лишь при больших напорах, а при умеренных — лишь при малых мощностях (§ 2-2). Именно такова и есть область применения активных турбин.

Так как, с одной стороны, большие напоры имеются только в горных местностях, где редки потоки с достаточно большими расходами, а в энергии особенно нуждаются густо населенные равнины — с другой, то на земном шаре вообще и в СССР в частности преимущественное значение имеют низконапорные гидростанции и турбины. Активные турбины, следовательно, имеют в промышленности большинства стран (за исключением чисто горных, например Швейцарии, Норвегии) существенно меньшее значение, чем более быстроходные реактивные. Мы начинаем свое изложение с активных лишь потому, что их рабочий процесс несколько проще, чем у реактивных, что удобнее при последовательном изучении.

5-2. КОВШЕВАЯ ТУРБИНА И ЕЕ ЛОПАСТИ (КОВШИ)

Чтобы лучше понять работу воды в ковшевой турбине, сперва представим себе (рис. 5-2,*а* — *в*) две активные осевые турбины на горизонтальных валах с направителями *ff*, питаемыми от общего трубопровода *g*. На рис. 5-2,*в* изображен разрез одного из колес цилиндрической поверхностью *hhh*, развернутый в плоскость.

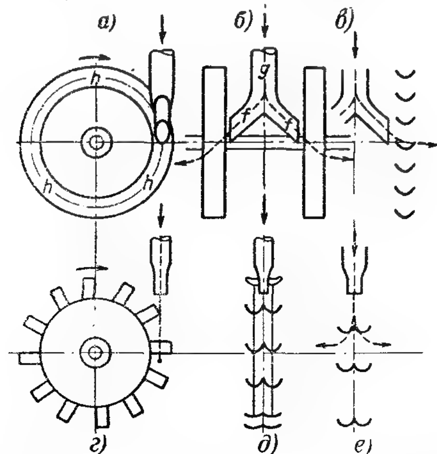


Рис. 5-2. Ковшевая турбина как объединение двух осевых турбин.

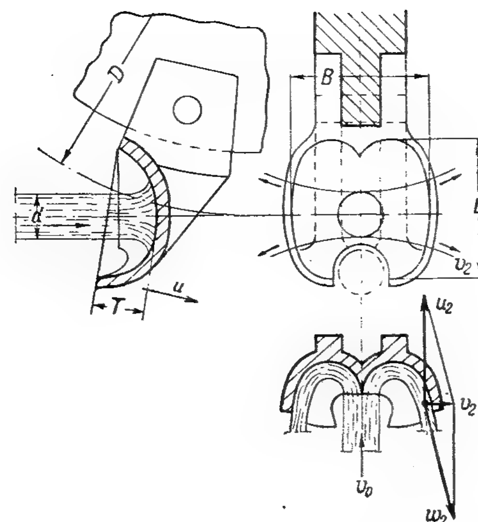
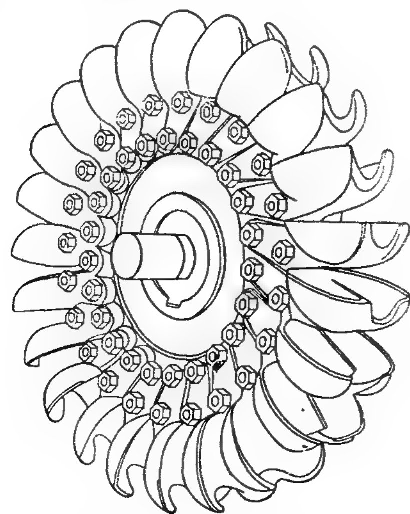


Рис. 5-3. Двойная лопасть ковшевой турбины (ковш).

Вполне осуществимо и практически целесообразно: 1) сблизить оба колеса и слить их в одно; 2) отбросить их наружные ободья, оставив крепление лопастей лишь к внутреннему ободу; 3) слить направители в одно общее сопло; 4) входные углы α_1 и β_1 принять близкими к 0°. Тогда новое устройство турбины принимает вид, изображенный на рис. 5-2,*г* — *е*; соответствующая принимающая вид буквы ω и именуемая ковшом сдвоенная лопасть изображена на рис. 5-3. Там же видны направления скоростей: входной абсолютной $v_0=v_1$ и выходных окружной u_2, относительной w_2 и абсолютной v_2. Колесо целиком изображено на рис. 5-4. Общим лезвием струя рассекается при входе на две части, протекающие по двум лопастям и сходящие с них в противоположных направлениях с абсолютными скоростями, направленными приблизительно параллельно оси колеса.


Рис 5-4. Вид колеса ковшевой турбины.

Самодельные ковшевые турбины были в употреблении в 70-х годах в золотопромышленности США и носили народное название «херди-герди», т. е. шарманка (музыкальный инструмент, играющий при вращении рукоятки). Они были около 1884 г. конструктивно усовершенствованы Л. Пельтоном и до сих пор часто называются за границей его именем (а также тангенциальными, т. е. касательноструйными, или импульсными), хотя они продолжали совершенствоваться и после Пельтона. В частности, такие турбины первоначально имели лопасти (ковши) в виде спаренных прямоугольных корыт. Ковши современных турбин имеют более совершенную, округленную форму.

Много данных по ковшевым турбинам имеется в [Л. 140, 221 и 228].

Ковш современной ковшевой турбины имеет вид двух спаренных полуэллипсоидальных поверхностей, образующих в месте соприкосновения общее лезвие (рис. 5-3). Струя круглого сечения, натекая на это лезвие, режется им пополам: обе ее половины растекаются в разные стороны.

Лезвие по соображениям прочности не может быть совершенно острым. Его две поверхности образуют угол $2\beta_1$ — около 20°. Поэтому струя, войдя в ковш, должна внезапно и с некоторым ударом изменить направление своей относительной скорости на угол β_1 — около 10°. Ковши очень гладки, потери трения на них малы. При пренебрежении этими потерями при $u_1=u_2=u$ и $z_1\approx z_2$ имеем из (3-30): $w_2=w_1=w$, т. е. величина относительной скорости в ковше постоянна. Выходная скорость должна быть возможно малой и направлена под углом, близким к 90°, к окружной. Ее все же не следует доводить до нуля, так как тогда получался бы удар соседнего ковша о воду, вышедшую из предшествующего ковша.

Размеры ковша должны соответствовать диаметру струи d_1; ковш должен быть достаточно просторным, чтобы струя могла в относительном движении по нему плавно повернуться почти на 180°. Примерные минимальные размеры ковшей (рис. 5-3) таковы: радиальная длина $L=(2,4\div2,9)\,d_1$; ширина $B=(2,6\div3,1)\,d_1$; глубина $T=(0,9\div1,1)\,d$, где d_1 — диаметр струи. Подробнее см. [Л. 228 и 209].

Работа струи на ковше происходит ближе всего к расчетной тогда, когда ее ось примерно нормальна к лезвию; тогда струя растекается по ковшу во взаимно противоположных направлениях. Когда один из ковшей находится в таком положении, на лезвие предшествующего ему ковша струя натекает косо; две ее половинки скользят по ковшу наискось внутрь колеса. По третьему, последующему, ковшу половинки струи в тот же момент скользят, удаляясь от оси.

Для лучшего использования энергии желательно, чтобы предшествующий, косо относительно струи расположенный ковш перехватывал возможно меньшую часть струи. Для этого ковш в наружном конце своего лезвия получает цилиндрическую вырезку с диаметром, на 10—20% бо́льшим диаметра струи.

Ковши (стальные, а у мелких турбин — бронзовые или даже чугунные) часто отливаются порознь, иногда — попарно; их лицевая поверхность проверяется шаблонами и хорошо шлифуется. Веса отдельных ковшей *проверяются на их равенство в целях балансировки колеса*. Теперь для напоров больше 250 *м* в США предпочитают изготовлять ковши из кованой стали, которая лучше шлифуется, чем литая, что ведет к меньшим потерям.

На вал турбины сажается своей втулкой диск, к которому и крепятся болтами полки отдельных ковшей. Болты должны иметь плотную посадку в диске и в полках ковшей, обеспечивающую передачу от ковшей диску как окружных усилий, так и центробежных сил при минимальных деформациях. Для надежности ковши и диск могут снабжаться уступами, воспринимающими центробежные силы. Иногда для уменьшения диаметра колеса все ковши отливаются в виде целого венца, который насаживается на диск, или даже этот венец отливается совместно с диском, который может быть охвачен с двух сторон фланцами двух половинок вала. Есть примеры турбин с ковшами, штампованными из листовой стали и приваренными к листовым же дискам; лезвие изготавливается из кованой стали и приваривается.

Число ковшей z_1 должно быть достаточно большим, чтобы отдельные отрезки струи не могли проскочить через колесо, минуя ковши; оно не должно быть излишне велико, чтобы каждый ковш не мешал сходу воды с соседнего, излишне близко расположенного. Обычны колеса с числом ковшей 15—26. Это число является функцией диаметрового соотношения (§ 5-3) и, следовательно, быстроходности: чем быстроходность меньше, тем это соотношение больше. На гидростанции Фюлли в Швейцарии работает ковшевая турбина с очень малой быстроходностью, равной 3; у нее 54 ковша.

5-3. ИГОЛЬЧАТЫЕ СОПЛА И ДИАМЕТРОВОЕ СООТНОШЕНИЕ КОВШЕВОЙ ТУРБИНЫ

К ковшевой турбине вода подводится всегда напорным трубопроводом, заканчивающимся направителем в виде одного или нескольких сопел, т. е. суживающихся патрубков круглого сечения с углом конусности (иначе раскрытием) $\gamma = 75 \div 85°$ (рис. 5-5); бывшие ранее в употреблении сопла с меньшими углами имели худшие качества. О выборе выгоднейшей формы сопла см. [Л. 306].

Для изменения расхода, а следовательно, регулирования мощности активной турбины меняют площадь выхода из направителя и этим самым сечение струи без изменения ее направления. Это изменение следует производить, по возможности не увеличивая коэффициента сопротивления в направителе. У данного сопла такое изменение достигается передвижкой в сопле соосного с ним тела вращения — иглы, почему оно и именуется игольчатым.

Пододвигая иглу штоком к выходу из сопла, уменьшаем кольцевую площадь выхода из него и уменьшаем расход. Кольцевая струя преобразуется по выходе из сопла в цилиндрическую. При этом ее диаметр d_1 становится из-за сжатия несколько меньше **выходного** диаметра сопла d_0, а именно:

$$d_1 = (0{,}9 \div 0{,}8)\, d_0. \qquad (5\text{-}1)$$

Сопло выпускает из себя воду, как и всякое отверстие, со скоростью, близкой к напорной:

$$v_0 = V_0 \sqrt{2gH}\,, \qquad (5\text{-}2)$$

где V_0 — соответствующий коэффициент скорости, связанный с коэффициентом сопротивления сопла ζ_0:

$$V_0 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_0}}\,. \qquad (5\text{-}3)$$

В (5-2) под H разумеется удельная энергия воды в трубопроводе перед соплом, равная:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$$

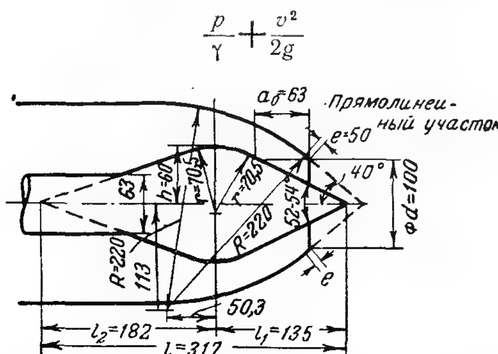


Рис. 5-5. Игольчатое сопло с примерными размерами.

и почти совпадающая с рабочим напором турбины

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \Delta z,$$

где Δz равно разности отметок места замера давления p и места схода воды с ковша.

У современных сопел $V_0 = 0{,}95 \div 0{,}985$ и, следовательно, $\zeta_0 = 0{,}11 \div 0{,}03$. Отсюда следует, что относительная потеря в сопле составляет:

$$\xi_0 = \frac{h_0}{H} = \zeta_0 V_0^2 = 10 \div 3\% \qquad (5\text{-}4)$$

напора.

Для передвижения иглы штоком от ручного привода или сервомотора (§ 14-4), т. е. от передвигаемого в цилиндре давлением масла поршня (рис. 5-6), необходимо иметь на трубопроводе перед соплом колено. Теперь признают, что крутой поворот колена ведет к скоростям, очень неравномерно распределенным в выходящей из сопла струе, что портит протекание по ковшу и снижает к. п. д. Чтобы удалить колено от сопла, приходится удлинять шток и увеличивать габариты машины.

На колесо может быть направлена не одна струя, а несколько, при горизонтальной турбине — часто две (рис. 5-6), а при вертикальной — четыре и даже шесть. Тогда трубопровод получает перед турбиной разветвление, называемое распределителем (иногда коллектором, что нельзя считать правильным). Потери в распределителе относятся на счет турбины; при его наличии за вход в турбину принимается сечение трубопровода непосредственно перед разветвлением.

При диаметре струи, меньшем 55 *мм*, к. п. д. турбины быстро падает; наибольшие

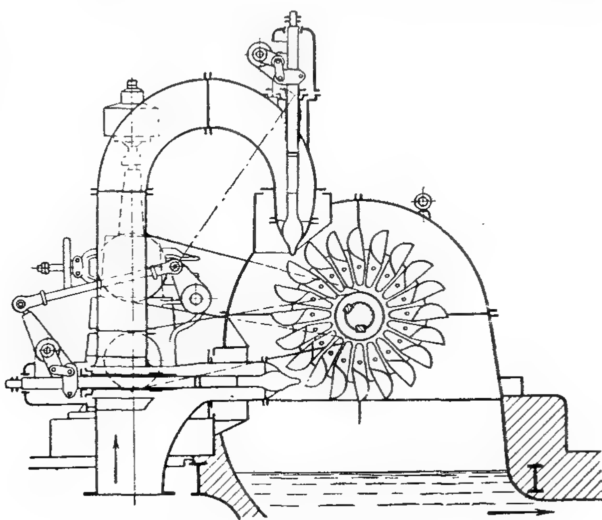


Рис. 5-6 Двухсопловая ковшевая турбина.

известные диаметры струи — 288 *мм* и колеса — 5,2 *м*.

Характерным диаметром колеса D ковшевой турбины является диаметр окружности, касательной к оси струи (и сопла). Приблизительно на этой окружности и расположены середины ковшей. Габаритный (внешний) диаметр колеса несколько больше.

Для расчета ковшевой турбины очень важно значение δ отношения диаметра колеса D к диаметру струи d:

$$\delta = \frac{D}{d}\,, \qquad (5\text{-}5)$$

которое мы называем для краткости диаметровым соотношением ковшевой турбины.

Как видно из обычной конструкции колеса, в пределах его диаметра должны разместиться вал, втулка, достаточный для прикрепления ковшей размер диска и две половины длины ковша. Очевидно, есть предел для наименьшего диаметра колеса при заданном диаметре струи, т. е. для диаметрового соотношения.

При значении этого соотношения менее некоторого минимального пришлось бы придавать ковшу размеры, недостаточные для данной струи, да и струя натекала бы на лезвия предшествующего и последующего ковшей под неблагоприятно острыми углами. Опытным путем найдено, что к. п. д. турбины недопустимо снижается, если при указанной конструкции диаметровое соотношение принимается меньшим 8. Даже в случае отливки ковшей за одно целое с диском его нельзя принимать меньше 6. Наиболее высокий к. п. д. наблюдается у ковшевых турбин со значениями δ между 12 и 20.

Это соотношение вообще можно было бы довести до любой большой величины (на упомянутой гидростанции с $n_б = 3$ оно равно 92). Однако чем оно больше, тем больше путь струи в воздухе и соответствующие потери (§ 5-6), что заметно снижает к. п. д.

Связь диаметрового соотношения δ с числом ковшей для исполненных турбин нами грубо оценивается формулой

$$z_1 = (5{,}0 \div 6{,}5)\sqrt{\delta}\,. \qquad (5\text{-}6)$$

Более сложные формулы см. [Л. 305 и 209].

5-4. ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ

Определим выгоднейшее соотношение окружной скорости ковша u и абсолютной входной скорости $v_0 \approx v_1$. Ковш должен двигаться медленнее натекающей струи, т. е. u должно быть менее v_1, так как иначе не может осуществляться натекание струи на рабочую часть ковша, как это показано на рис. 5-3. Абсолютная скорость выхода v_2 должна быть меньше v_1. Тогда усилие от действия струи на ковш будет равно:

$$P = \frac{Q\gamma}{g}(v_1 - v_2),$$

а отдаваемая ему мощность

$$N = Pu = \frac{Q\gamma}{g}(v_1 - v_2)\,u. \qquad (5\text{-}7)$$

Относительная скорость на входе, очевидно, $w_1 = v_1 - u$; то же на выходе $w_2 = u - v_2$. По § 5-2 $w_2 = w_1$. Тогда

$$v_1 - v_2 = 2w_1 = 2(v_1 - u)$$

и

$$N = \frac{Q\gamma}{g} \cdot 2(v_1 - u)\,u. \qquad (5\text{-}8)$$

Очевидно, что как при $u = 0$ (турбина застопорена), так и при $u = v_1$ (холостой ход) мощность равна нулю. При каком-то промежуточном значении окружной скорости эта мощность наибольшая. Условие ее максимума из (5-8):

$$\frac{dN}{du} = \frac{Q\gamma}{g}\,2(v_1 - 2u) = 0, \qquad (5\text{-}9)$$

откуда

$$u = 0{,}5v_1, \text{ где } U = 0{,}5. \qquad (5\text{-}10)$$

Действительно, подстановка этого значения в (5-8) дает:

$$N = Q\gamma\frac{v_1^2}{2g} = Q\gamma H,$$

т. е. $\eta = 1$, что соответствует отсутствию выходной потери ($v_2 = 0$) и неучету при нашем рассмотрении остальных. Кроме того, в данном случае не учитывается неравенство окружных скоростей различных точек ковша, что также приводит к некоторому снижению к. п. д.

По опытным данным наивыгоднейшее для ковшевой турбины U несколько меньше и находится в пределах 0,41—0,48. Меньшие значения соответствуют малым диаметровым соотношениям (§ 5-3), бо́льшие — большим.

При заданных напоре и оборотности диаметр колеса определяется как

$$D = \frac{60u}{\pi n} = \frac{60U\sqrt{2gH}}{\pi n}\,. \qquad (5\text{-}11)$$

Теоретически при холостом ходе (нулевой затрате энергии на вращение колеса) следовало бы иметь $u = v$; тогда струя не нагоняла

бы ковши, а пролетала бы через колесо, не оказывая на него усилия. Однако и при холостом ходе, т. е. без полезной нагрузки, колесо должно отнимать от воды некоторую долю ее энергии для покрытия механических (в опорах) и вентиляционных (трение колеса о воздух) потерь. Опыты показывают, что для ковшевых турбин разгонная (или холостая) оборотность $n_р$ при полном открытии сопла больше оптимальной не вдвое, а лишь примерно в 1,8 раза, т. е. разгонная быстрота

$$U_р = (0{,}41 \div 0{,}48) \cdot 1{,}8 = 0{,}74 \div 0{,}86. \quad (5\text{-}12)$$

Условие (5-10) выведено в предположении, что весь расход Q, выходящий из сопла, нагоняет тот или другой ковш и создает на них усилия, т. е. что число ковшей на колесе достаточно велико, чтобы не допускать проскока струи. Можем сделать другое предположение: единственный ковш движется по прямой со скоростью u; к нему приближается струя со скоростью v. Тогда на ковш натекает в секунду не расход Q, а расход $Q\frac{v_1 - u}{v_1}$. Этой величиной и должно быть заменено Q в (5-7). Тогда вместо (5-10) получаем условие максимума мощности:

$$u \approx \frac{v_1}{3}.$$

Иногда этот вывод относят и к ковшевой турбине, что, конечно, неправильно.

Соотношение, аналогичное последнему, выведено нами и для одного вида руслового гидродвигателя (§ 16-13).

5-5. БЫСТРОХОДНОСТЬ

Быстроходность турбины по (2-8)

$$n_б = \frac{7}{6} \cdot \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}; \quad (5\text{-}13)$$

ее оборотность

$$n = \frac{60U\sqrt{2gH}}{\pi D}; \quad (5\text{-}14)$$

ее мощность по (2-4)

$$N = \frac{Q\gamma H\eta}{102}. \quad (5\text{-}15)$$

Расход ковшевой турбины с одним соплом

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} V_0 \sqrt{2gH}. \quad (5\text{-}16)$$

Соответствующие подстановки в (5-13) дают:

$$n_б = 576U\sqrt{\eta V_0} \cdot \frac{d}{D} = \frac{576U\sqrt{\eta V_0}}{\delta}. \quad (5\text{-}17)$$

Подставляя в правую часть (5-17) возможные значения величин, в частности $U = 0{,}41$ и $\delta = 8$, получаем $n_б$ около 26, что и можно считать практическим пределом для односопловой ковшевой турбины. Наименьшей быстроходности 3 соответствует δ около 60. Наиболее благоприятному значению $\delta = 12 \div 20$ (§ 5-3) соответствует быстроходность 17—11.

Однако на колесо можно отдельными соплами направить и две, и четыре, и шесть струй. Расход и мощность турбины растут пропорционально числу z_0 струй, а быстроходность— пропорционально $\sqrt{z_0}$. Следовательно, быстроходность ковшевой турбины может быть доведена до $26\sqrt{z_0}$, т. е. до 37—52—64.

5-6. ПОТЕРИ К. П. Д.

У крупных и, следовательно, хорошего исполнения ковшевых турбин с диаметром струи, не меньшим 55 *мм*, к. п. д. в оптимальном режиме равняется по опытным данным 85—91,5%. У меньших турбин с диаметром струи, снижающимся до 25 *мм*, он может равняться 80%.

Значение этого коэффициента при $d > 55$ *мм* зависит, как кажется, больше от быстроходности турбины и качества ее изготовления, чем от ее мощности и размера. В частности, у малой ковшевой турбины и подобной ей в своих проточных частях большой турбины разность значений к. п. д. незначительна, чего не наблюдается у реактивных турбин. Можно думать, что у крупной ковшевой турбины от удлинения пути значительно возрастают потери струи на пути между соплом и колесом, что и покрывает уменьшение других потерь, происходящее, например, от увеличения гидравлических радиусов струи в сопле и на ковше.

У активной турбины за место выхода воды из турбины принимается место схода ее с лопасти, т. е. у ковшевой — с ковша (§ 5-3), что приблизительно совпадает с точкой оси струи, наиболее близкой к оси колеса. Уровень воды под колесом должен находиться на некотором расстоянии ниже колеса, так как иначе ковши будут задевать за воду и тем самым тормозиться. Колесо приходится располагать тем выше, чем больше происходящие от паводков колебания уровня в реке и, следовательно, в отводном от станции канале. Это возвышение колеса над нижним уровнем является потерей напора, но эта потеря учитывается к. п. д. не турбины, а гидроблока (§ 2-10), так как за выход из активной турбины принимается сход воды с ее лопастей.

Произведем обзор отдельных видов потерь энергии в ковшевой турбине; большинство из них изучено недостаточно. Они происходят от следующих причин:

а) Теряется энергия в сопле на трение; она наиболее известна и определяется коэффициентом сопротивления ζ (§ 5-3).

б) Теряется немного энергии в распределителе (если он есть) и в колене, обычно предшествующем соплу; влияние последнего особенно сказывается созданием неравномерного поля скоростей по выходе из сопла, что увеличивает потери по пп. «в»—«и».

в) Теряется энергия при прохождении струи в воздухе от сопла до ковшей. Здесь струя захватывает частицы воздуха; происходит, как говорят, аэрация — воздухонасыщение струи; она становится как бы рыхлой, менее прозрачной и гладкой и увеличивается в диаметре.

г) Теряется энергия на некоторый поворот струи при входе на лезвие ковша и на преодоление трения при протекании по ковшу; относительные скорости очень велики, поэтому гладкость ковша имеет очень большое значение.

д) Уносится энергия с абсолютной выходной скоростью.

е) Теряется энергия на преодоление сопротивления воздуха при вращении в нем рабочего колеса; это — вентиляционная потеря. Она по американским данным равна:

$$N_в = 4{,}1 \cdot 10^{-8} B D_2^4 n^3 \text{ квт}, \quad (5\text{-}18)$$

где D_2 — габаритный диаметр колеса;

B — ширина ковшей.

ж) Во избежание разбрызгивания воды в машинном зале колесо накрывается кожухом; малые размеры последнего или его неудачная форма могут вызвать потерю от торможения колеса струйками после отражения их от кожуха, если для направления этих струек кожух не снабжен особыми отражателями. По данным ЛМЗ [Л. 229] имеются потери (до 7%) от появления вихревой неуспокоенности воды в отводной камере под колесом; эта потеря падает до нуля при расположении оси струи почти на целый диаметр колеса выше уровня в этой камере.

з) Трение в опорах вала вызывает механическую потерю.

и) Если ковши расставлены редко, то возможен «проскок» струи (объемная потеря): некоторые частицы воды, пересекая описываемое вращающимися ковшами кольцо по хорде, не успевают на этой хорде нагнать ни один из ковшей и проскакивают через колесо без отдачи ему энергии; обратно, при слишком частых ковшах струя перехватывается первыми встретившимися ей ковшами, расположенными по отношению к ней косо, не так благоприятно, как следующими за ними (подробнее см. [Л. 221]).

к) Теряется энергия на удар тыльной стороны ковша в не захваченную им и продвигающуюся к следующему соплу часть струи; для уменьшения этой потери очертание тыльной стороны должно быть особо рассчитано [Л. 302].

Что же касается общих потерь ковшевой турбины, то у активных турбин понятия их полного и собственного к. п. д. (§ 7-4) совпадают.

Интересно указать на случай огромных вентиляционных потерь (п. «е») при вращении ковшевого колеса в тяжелом сильно сжатом газе. В аммиачном производстве воздух для освобождения его от углекислого газа промывают в сосуде водой при большом давлении, причем она растворяет газ и уносит его с собой. Энергию выпускаемой воды используют в турбинах. В некоторых случаях заставляют турбины выпускать воду под давлением больше атмосферного.

Одна установленная в таких условиях в Англии ковшевая турбина должна была работать на перепаде давлений с 53 до 10 *ат*. Колесо вращалось в выделившейся из воды углекислоте, которая вообще в 1,5 раза тяжелее воздуха. При указанном давлении ее вязкость была так велика, что колесо при полном открытии и без нагрузки получало нормальную оборотность лишь при затрате на его вращение 150 *квт*. Акгивная турбина была признана здесь непригодной и заменена реактивной.

5-7. КОНСТРУКЦИЯ КОВШЕВЫХ ТУРБИН

Ковшевые турбины малой и средней мощности имеют обычно горизонтальный вал. При вале малых размеров его монтаж и выверка опор не затруднительны; уход за опорами, расположенными на одной отметке, удобен; высоконапорная горизонтальная турбина даже порядочной мощности занимает мало места.

Малые турбины обычно исполняются с одним соплом. В целях использования наибольшего напора сопло помещается так, чтобы касание осью струи характерной окружности колеса происходило вблизи ее низшей точки. Само колесо помещается возможно ниже, но все же так, чтобы оно не касалось воды даже при наивысшем уровне нижнего бьефа.

Кожух рабочего колеса должен быть так сформлен, чтобы выходящие из колеса струи не отражались от него на колесо обратно; иногда здесь вводятся и особые отражатели. Вал выходит из кожуха через уплотнители, мешающие случайному выбиванию воды вдоль вала наружу.

Более мощные турбины для повышения быстроходности часто имеют два сопла, питаемых общим распределителем. Если оба сопла работают на одно колесо (рис. 5-6), то угол между их осями должен быть достаточно велик, по возможности не меньше прямого, чтобы одна струя не мешала работе другой. На рис. 5-9,*а* они сдвинуты на 180°; это удорожает конструкцию, но повышает к. п. д. и предотвращает одностороннее усилие на вал.

Иногда предпочитают для полного устранения той же помехи сажать на один вал два колеса, каждое со своим соплом. Тогда генератор располагают между двумя подшипниками, два рабочих колеса — по бокам на консолях вала. Оба таких колеса рассматриваются все же как одна двухсопловая турбина.

Теперь наблюдается стремление увеличивать мощность агрегатов, для чего у ковшевых турбин надо увеличивать или диаметр сопел, или их число. У горизонтальных турбин число сопел принимать больше 2 неудобно, у вертикальных же оно теперь повышается до 6, т. е., следовательно, колесо вертикальной турбины может быть втрое мощнее колеса горизонтальной.

Обратно: при равной мощности увеличение числа сопел уменьшает размеры ковшей,

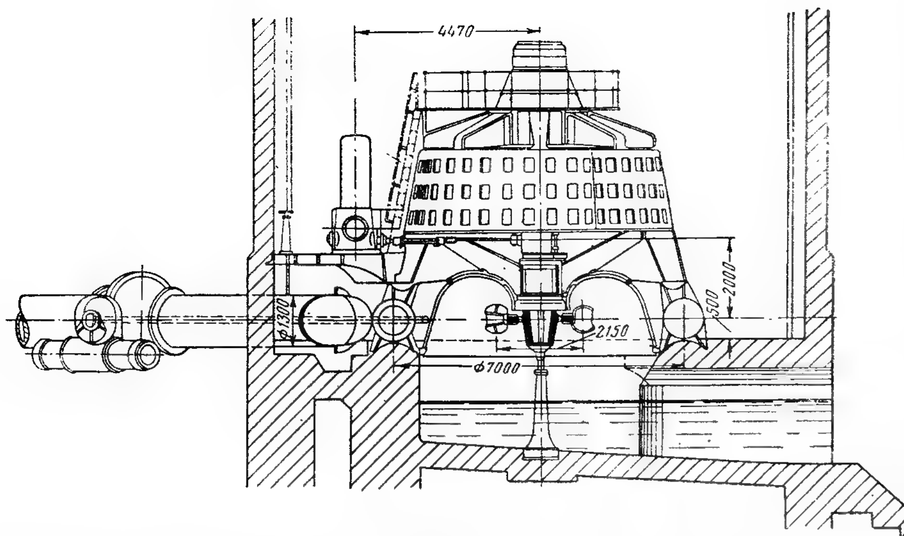


Рис. 5-7. Вертикальная ковшевая турбина со статором генератора, опертым на распределитель.

что позволяет уменьшать диаметр колеса, увеличивать оборотность и удешевлять генератор. Вертикальное расположение уменьшает высоту подвеса колеса над нижним уровнем, т. е. повышает используемый напор; вес турбины воспринимается единственной опорой (подпятником), что проще при ее расчете и выверке; увеличение числа сопел на одно колесо влечет за собой меньшие потери от взаимодействия струй.

Затем для удешевления строительных работ для гидростанций как наземных в горных местностях, так и подземных очень важно уменьшение площади и высоты машинного зала. Площадь же при переходе от горизонтальных агрегатов к вертикальным уменьшается очень сильно. Что касается высоты, то она у современных вертикальных агрегатов, имеющих лишь два подшипника, очень мала (рис. 5-7 и 5-8).

Вертикальный агрегат разбирается при ремонте гораздо проще горизонтального, хотя бы уже потому, что снятие статора горизонтального генератора с его ротора может быть произведено лишь после некоторого подъема всего агрегата, что очень усложняет и кран и работу с ним.

Исполнение подпятника вертикального агрегата теперь не представляет никаких затруднений, тем более что осевые усилия у ковшевых турбин вообще меньше, чем у реактивных, хотя они и достигают иногда 200 *т*; напряжение на смятие в пяте теперь доводится до 45 *кг/см*^{2}. У горизонтального же агрегата усилие 100 *т* уже воспринимается подшипниками с трудом; здесь напряжение в последних редко допускается свыше 15 *кг/см*^{2}.

Подвод воды к соплам вертикальной турбины производится обычно спиральным распределителем в виде окружающего колесо и суживающегося к концу трубопровода

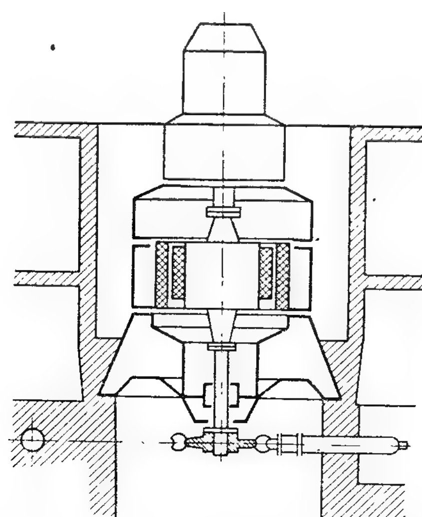


Рис. 5-8. Одна из шести турбин гидростанции Ля-Бати-Розленд ($N = 82\,700$ *квт*; $H = 1\,200$ *м*; $n = 428$).

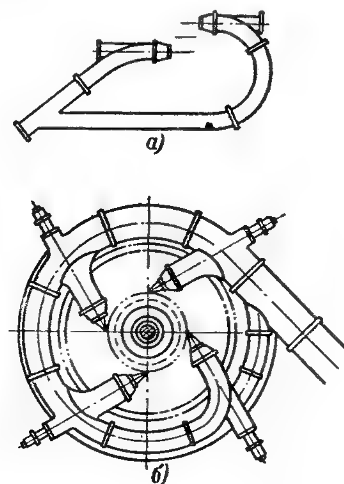


Рис. 5-9. Благоприятное расположение сопел.
а — у горизонтальной турбины; *б* — у вертикальной.

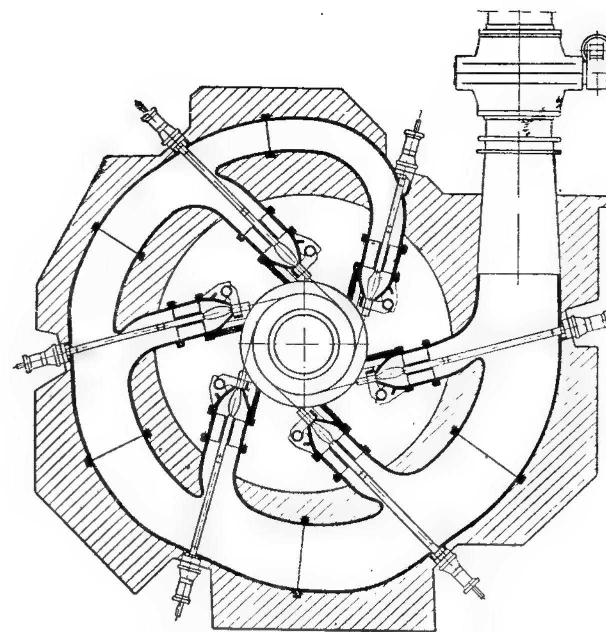


Рис. 5-10. Одна из двух турбин гидростанции Бридж Ривер ($N = 42\,000$ *квт*; $H = 342$ *м*; $n = 300$).

(рис. 5-9 и 5-10). Статор генератора (а с ним и подпятник) опираются или на особое перекрытие (рис. 5-11), или на распределитель, или на бетон, внутри которого помещен и распределитель (рис. 5-8); последний вариант теперь предпочитается, так как при нем уменьшаются выбрации и шумы.

Едва ли можно одобрить конструкцию четырехсопловых вертикальных турбин, изготовленных на шведском заводе Веркстаден Кристинегамн в 1947 г. и установленных на Храмской гидростанции I (их чертежи см. [Л. 229]). Здесь распределитель расположен ниже колеса и разветвляется сперва на два, затем на четыре патрубка; два колена каждого из последних повертывают поток сперва на 90°, затем в другой плоскости еще на 90°. Можно думать, что потери в турбине с таким портящим струи распределителем больше, чем со спиральным распределителем; хотя такая турбина и занимает большую площадь [Л. 36].

При увеличении числа сопел возникают, однако, два затруднения. Чтобы к. п. д. турбины был высоким, недостаточно совершенствовать распределитель, сопла и ковши; очень важно, чтобы камера рабочего колеса имела правильные и достаточные размеры; иначе обратное воздействие отходящих от колеса струй будет тормозить его. Здесь опытное исследование моделей имеет огромное значение.

Второе затруднение возникает в связи с повышением быстроходности $n_б$, относимой к одному соплу, и с повышением числа воздействий струй на ковши в минуту, равного произведению числа сопел z_0 на оборотность n. Чем больше эти две величины, тем скорее изнашиваются ковши и расстраивается их крепление, особенно при напорах более 600 *м*.

При современных конструкциях и располагаемых материалах ковшевая турбина по французским данным [Л. 294] является при эксплуатации достаточно надежной и долговечной, лишь если $n_б$ не превосходит значений, указанных на рис. 5-13, а z_0n — на рис. 5-14.

В Советском Союзе предполагается постройка нескольких высоконапорных гидростанций. Поэтому считаем, что все эти соображения должны быть учтены советскими лабораториями и конструкторами в их ближайшей работе.

Одна из таких станций — Дарьяльская. Сравним ее оборудование по разработанному в Гидроэнергопроекте в 1936 г. проектному заданию, а затем по предположениям 1957 г.

В 1936 г. по одному из вариантов задания предполагалось установить четыре вертикальные двухсопловые турбины мощностью по 75 000 *л. с.* при напоре 730 *м*, оборотности 375, диаметре колес 2,75 *м*, быстроходности на сопло 19,2.

По проекту 1957 г. [Л. 229, стр. 362] предполагаются к установке вертикальные четырехсопловые турбины мощностью по 65 000 *квт* при напоре 630 *м*, оборотности 500, быстроходности на сопло 23,5, диаметре колес 1,96 *м*, числе ковшей 19 (рис. 5-11 и 5-12).

Сравнивая эти данные с французскими рекомендациями в табл. 5-1, видим, что число z_0n воздействий струй на ковш по проекту 1957 г. является при сравнении с французскими данными опасным, откуда следует, что оборотность должна быть снижена с 500, например, до 428,6, хотя еще и тогда $z_0n = 1\,714$ будет превышать норму 1 680 на 2%.

Таблица 5-1

Ковшевые турбины для Дарьяльской ГЭС

Показатель	По проектам		По данным рис. 5-13 и 5-14
	1936 г.	1957 г.	
$n_б$ на одно сопло	19,2	23,5	$\leqq 23,3$
$n_б$ на турбину	27,0	47,0	
z_0n	750	2 000	$\leqq 1\,680$

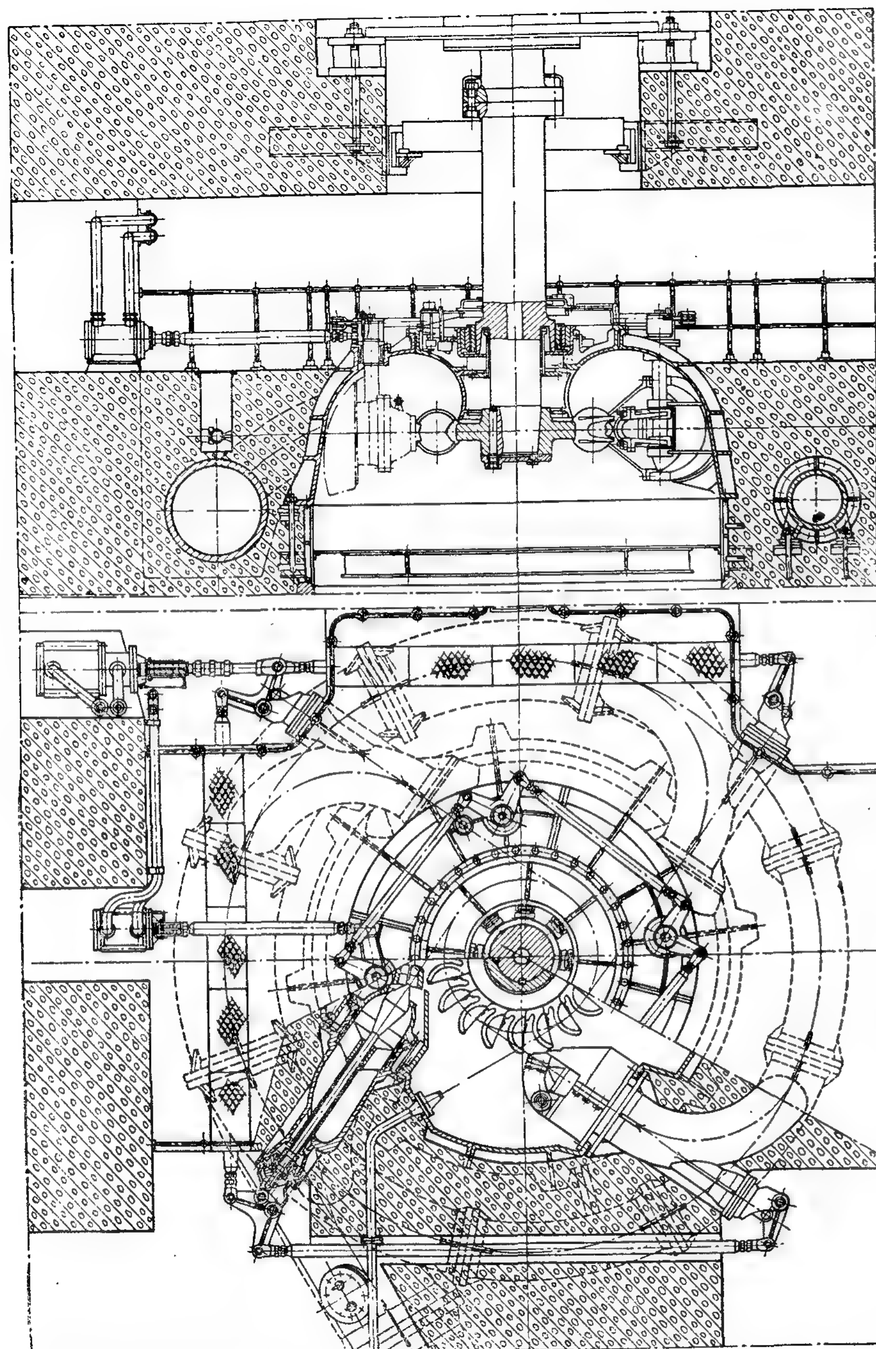


Рис. 5-11 и 5-12. Вертикальная ковшевая турбина Дарьяльской ГЭС с разветвленным распределителем (проект).

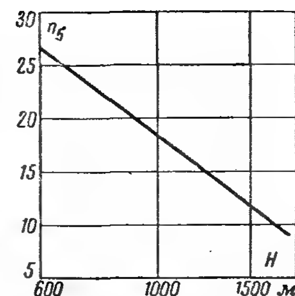


Рис. 5-13. Наибольшая допустимая на одно сопло быстроходность $n_б$.

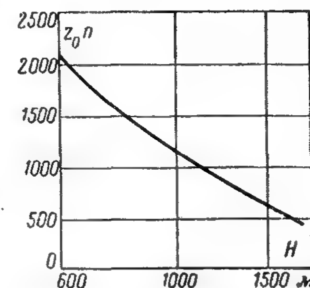


Рис. 5-14. Наибольшее допустимое число воздействий струй z_0n на ковш в минуту.

На другой советской высоконапорной гидростанции — Алма-Атинской II — установлены односопловые ковшевые турбины мощностью по 5 000 *квт* при напоре 500 *м* и оборотности 500 [Л. 31]; колесо диаметром 1,79 *м* цельнолитое; число ковшей 18; быстроходность 17,4. По рис. 5-13 можно было бы взять $n_б>27$, т. е. $n>773$. Имеем число ударов в секунду $z_0n=500$, а по рис. 5-14 можно было бы допустить больше 2 100. Следовательно, на этой станции можно было бы повысить оборотность с 500 до 750, но это, возможно, привело бы к некоторому снижению к. п. д.

У вертикальной турбины нижние половины ковшей выбрасывают воду прямо вниз. Вода же, вышедшая вверх из верхних половин, должна упасть вниз мимо колеса. Для этого верхние половины ковшей делаются несколько иной формы, чем нижние, а кожух над колесом — соответствующего очертания.

У многосопловых турбин все сопловые иглы при регулировании передвигаются одновременно и однообразно. В отдельных случаях, однако, можно выключать отдельные сопла, закрывая их наглухо.

Около вышедших из сопел струй помещаются отклонители или отсекатели струи. Назначение их будет пояснено ниже (§ 14-16).

При желании остановить агрегат с него снимают нагрузку, а сопла закрывают. Благодаря своей инерции ротор продолжает вращаться длительное время (например, десятки минут). Для его быстрого останова устраивается небольшое тормозное сопло, способное выпускать струю на тыльные стороны ковшей.

5-8. РАСЧЕТ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОВШЕВОЙ ТУРБИНЫ

Заданными при расчете являются, во-первых, рабочий напор H, а, во-вторых, или предельный расход Q, или предельная мощность N. Задавшись к. п. д. (§ 5-6), определяем одну из этих двух неизвестных величин по (2-4). Выбираем по § 2-9 желательную оборотность n. По (2-8) определяем быстроходность $n_б$. По § 5-5 судим, является ли она возможной лишь при одном или и при нескольких соплах; назначаем их число, определяем мощность и быстроходность на одно сопло. Если признаем быстроходность недостаточно благоприятной, изменяем принятую оборотность и повторяем расчет.

Задаемся быстротой истечения из сопла V_0 (§ 5-3), определяем по (5-2) скорость струи v_0, по расходу — ее диаметр d, по (5-11) — диаметр сопла d_0, по (5-11) — диаметр колеса D, по § 5-3 — размеры ковшей, а по (5-6) — их число z_1.

Диаметр вала прикидочно определяется по формуле

$$d_в = \alpha \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \qquad (5\text{-}19)$$

где N — в *квт*, $d_в$ — в *м*. У вертикальных мощных турбин $\alpha = 0,11$, у мощных горизонтальных — около 0,12 — 0,13, у мелких — еще больше (0,16 — 0,20).

Формула (5-19) соответствует формуле расчета вала на одно кручение:

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{0,49}{\sigma} \cdot \frac{N}{n}}, \qquad (5\text{-}20)$$

где σ — допустимое напряжение на кручение, *кг/см²*.

Очевидно, здесь

$$\sigma = \frac{0,49}{\alpha^3}. \qquad (5\text{-}21)$$

Для указанных значений α имеем: $\sigma = 368 \div 61$ *кг/см²*. Эти значения очень умеренны, так как формула (5-19) не учитывает иных дополнительных нагрузок на вал, в частности от крутильных и поперечных колебаний [Л. 36].

Данный расчет относится к валам и других систем турбин. Диаметр вала, число и размеры ковшей сравнительно мало интересуют проектировщиков гидростанций; их значения уточняются заводом-изготовителем турбины.

Как уже сказано в § 5-1, активные, в том числе и ковшевые, турбины, будучи тихоходными, применяются преимущественно при больших напорах, а при меньших — лишь когда требуется небольшая мощность. При напорах, бо́льших 250—350 *м* (граница постепенно отодвигается вверх), реактивные турбины непригодны, так как или они страдают от кавитации, или их колеса надо помещать глубоко под нижним уровнем. Наибольший напор, используемый на земном шаре ковшевой турбиной, — 1 770 *м*, наибольшая мощность — 110 *Мвт* (станция Кемано в Канаде).

Пока не был распространен электрический привод, мелкие ковшевые турбины изредка работали от трубопроводов водоснабжения. Такие мельчайшие турбины применяются теперь в кухонных картофелечистках.

Ковшевые же турбины теперь иногда применяются в шахтах с наличием горючих газов в их воздухе, когда электродвигателей в противопожарных целях желательно избегать; там они вращают, например, вентиляторы с мощностями порядка 10—12 *квт* и оборотностью 1 500 при напорах, например, 100—160 *м*.

Список некоторых ковшевых турбин, установленных в СССР (главным образом на Кавказе), дан в табл. 5-2. Турбины, помещенные в нем под № 9 и 10, являются, вероятно, первыми ковшевыми турбинами, установленными в России в 1898 г. в Боржоми для освещения курорта [Л. 160].

Таблица 5-2

Ковшевые турбины на гидростанциях СССР

№	Напор H, *м*	Мощность, N, *квт*	Оборотность n	Положение вала	Число сопел z_0	Быстроходность турбины $n_б$	Быстроходность на одно сопло $n_б:\sqrt{z_0}$
1	560	5 200	600	Горизонтальное	1	21	21
2	370	38 100	375	Вертикальное	4	52	26
3	289	8 100	500	Горизонтальное	4	44	22
4	289	185	1 000	То же	1	19	19
5	265	800	750	„ „	1	23	23
6	160	850	600	„ „	2	34	24
7	160	385	660	„ „	2	26	19
8	160	192	440	„ „	1	12	12
9	140	385	750	„ „	2	36	25
10	137,5	52	750	„ „	1	13	13
11	125	133	750	„ „	1	24	24
12	105	127	600	„ „	1	24	24
13	85	100	500	„ „	1	23	23

5-9. МАРКИРОВКА И НОРМАЛЬНАЯ НОМЕНКЛАТУРА КОВШЕВЫХ ТУРБИН

Для сокращения места в документах, таблицах, чертежах признается желательным, чтобы каждый вид гидротурбины мог быть кратко обозначен набором букв и цифр, назы-

ваемым маркой. Ковшевая турбина характеризуется: 1) своей системой; 2) типом, т. е. соотношением ряда размеров сопла и ковша; 3) размерами — диаметрами струи и колеса, а также числами сопел и колес; 4) конструкцией, т. е. в первую очередь положением вала. Таким образом, марка должна характеризовать «типоразмероконструкцию» вида, включая понятие типа и систему.

По предложению Института гидромашиностроения (ВИГМ) ковшевые турбины получают марку, состоящую из трех частей, обозначения которых разделяются черточками. В первой части буква «К» указывает на данную систему, следующая цифра — на номер, присвоенный данному типу разработавшей его организацией. Вторая часть относится к конструкции, а именно к положению вала турбины: «В» означает вертикальный вал, «Г» — горизонтальный. Третья часть характеризует число и размеры колес и сопел, а именно: первая цифра указывает характерный (§ 5-3) диаметр колеса в сантиметрах, вторая — диаметр сопла, тоже в сантиметрах; цифры разделены косой чертой. Если число колес больше одного, то вслед за их диаметром ставятся знак умножения (крест) и это число. Если число сопел у каждого колеса больше одного, то вслед за диаметром сопел аналогично указывается их число.

Примеры. Марка К73-Г-82×2/6,5×2 означает ковшевую турбину типа 73 с горизонтальным валом, двумя колесами диаметром 82 *см*, двумя соплами у каждого колеса диаметром 6,5 *см*; марка К75-В-190/20×4 означает ковшевую турбину типа 75 с вертикальным валом, одноколесную, с диаметром колеса 190 *см*, четырьмя соплами диаметром по 20 *см*.

Для реактивных турбин, изготовляемых в СССР, существует утвержденная нормальная номенклатура, т. е. *список их видов, подлежащих изготовлению* на заводах страны и соответствующих всем возможным местным условиям (напору, мощности и пр.) их установки.

Необходимость и возможность создания номенклатуры подробно объяснены, и порядок ее составления для реактивных турбин изложен в § 13-1. Для ковшевых и других активных турбин такой номенклатуры пока нет.

Проект номенклатуры, но лишь для малых односопловых ковшевых турбин был разработан в 1949 г. в ВИГМ И. Л. Рыбаком. Предусмотренные проектом виды указаны в табл. 5-3. Номенклатура содержит шесть диаметров струй и шесть диаметров колес, сочетания которых дают 12 видов турбин. Серийное производство таких турбин может быть налажено в три очереди; в первую — виды, указанные без скобок, во вторую и третью — остальные.

Эта номенклатура включает турбины в пределах мощностей от 10—70 *квт* при напоре 40 *м* до 30—500 *квт* при напоре 250 *м*.

Поле возможного использования видов малых ковшевых турбин, вошедших в проект номенклатуры, дано на рис. 5-15 в координатах напора и мощности. Этот график позволяет определять основные параметры турбины без использования расчета по § 5-8. Так, например, пусть требуется найти вид турбины для таких условий: напор 130 *м*, мощность 150 *квт*. Точка в этих координатах оказывается внутри идущей наклонно сверху справа вниз налево полоски с обозначениями $D=82$ *см*, диаметр струи $d=6,5$ *см* и внутри параллелограмма (части этой полоски) с указанной оборотностью 500. Интерполяция точки между двумя пунктирными линиями указывает расход турбины $Q\approx150$ *л/сек*. Точка оказалась ниже верхней границы полоски; это показывает, что эта турбина при данном напоре и полном открытии могла бы дать и бо́льшую мощность (именно $N\approx170$ *квт*). Нижняя граница полоски соответствует $N\approx100$ *квт*. Данная турбина при соответствующем открытии сопла может нести еще меньшие нагрузки. Однако если нагрузка не будет превышать 100 *квт*, выгоднее взять вид по соседней нижней полоске ($D=50$ *см*; $d=5$ *см*; $n=1\,000$).

Таблица 5-3

Проект номенклатуры малых ковшевых турбин

d, см	Большее $n_б$: D, см	Большее $n_б$: $n_б$	Меньшее $n_б$: D, см	Меньшее $n_б$: $n_б$
(2,5)	(36)	(16)	(50)	(11,5)
3,6	(36)	(23)	50	16,5
5,0	50	23	(65)	(17,7)
6,5	(65)	(23)	82	18,3
8,2	82	23	(100)	(18,8)
(10,0)	(100)	(23)	(120)	(19,2)

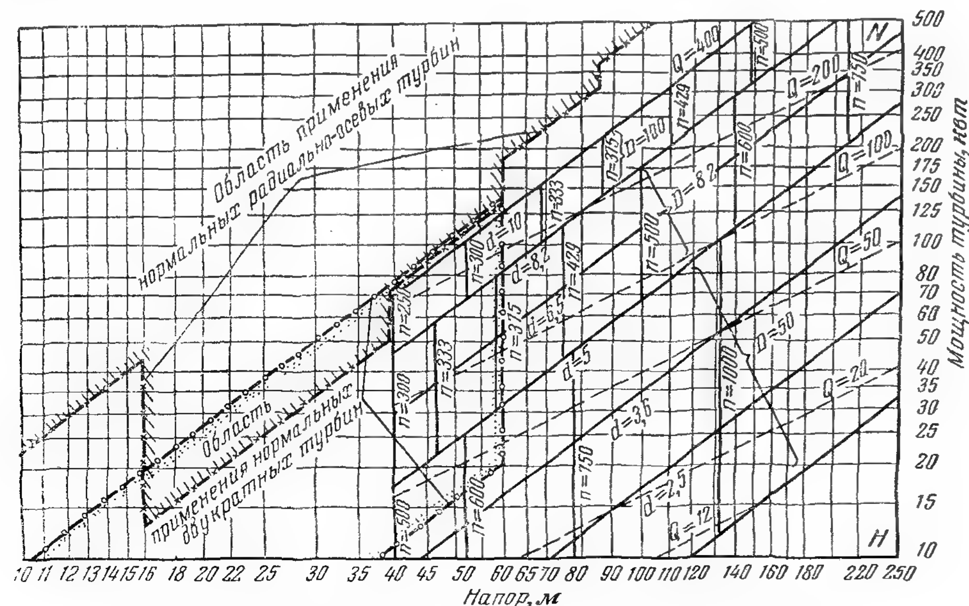


Рис. 5-15. Поле применения номенклатурных ковшевых турбин.

График подсчитан для значений $V=0,97$; $U=0,45$; $\eta=0,8$.

5-10. НАКЛОННОСТРУЙНАЯ ТУРБИНА

Турбины такой системы строятся с 1921 г. английским заводом Джильберт Джилькс и Гордон и называются там турбинами Тюрго. В Советском Союзе такая турбина как часть подвесного торфовсасывающего агрегата (§ 16-4) была впервые в 1945 г. изготовлена по нашему проекту Сухоноговским торфопредприятием Московской обл.

Такие турбины были изучены на моделях в ВИГМ [Л. 298, 299 и 301]. Имея некоторое сходство с ковшевыми, они отличаются от последних большей быстроходностью и несколько более простым изготовлением. *Это позволяет надеяться*, что при малых и средних мощностях будет выгодно исполнять их взамен ковшевых.

Основными органами турбины такой системы являются осевое колесо и игольчатое сопло, что и отличает эту систему от других (рис. 5-16 и 5-17). Лопасти штампуются обычно из листовой стали и своими боковыми кромками *заливаются* (§ 17-5) *как* в наружный кольцевой обод, так и во внутренний, являющийся одновременно и втулкой. Ось сопла располагается в плоскости, параллельной оси колеса, под углом около 22,5° к плоскости, нормальной к этой оси. Струя, вошедшая в колесо, стремится остаться в плоскости оси сопла, а так как колесо и лопасть вращаются, то струя при протекании по лопасти постепенно оказывается на большем радиусе колеса, чем была при вступлении на него. По этой причине рабочая поверхность лопасти получается по расчету довольно сложной чашеобразной формы.

По предположениям ВИГМ возможны диаметры струй 2,5—20 *см*, номинальные диаметры колес (двойные расстояния между осями струи и колеса) 21—84 *см*, наименьшее диаметровое соотношение (§ 5-3) — около 4,5. Набор таких видов позволяет в поле напоров и мощностей (рис. 5-18) занять ими некоторую область в пределах напоров 50—400 *м* и мощностей 10—4 000 *квт*. Из графика видно, что наклонноструйные турбины при этом способны заменить отчасти турбины реактивные, а в большей мере — ковшевые. Такая турбина на напор 200 *м* и мощность 810 *квт* при оборотности 750 была построена в 1957 г. на Ливенском заводе. *Наибольшая мощность за границей — около* 4 000 *квт*.

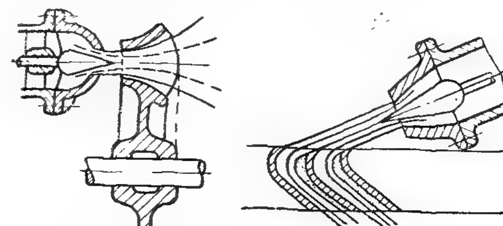


Рис. 5-16. *Схема наклонноструйной турбины.*

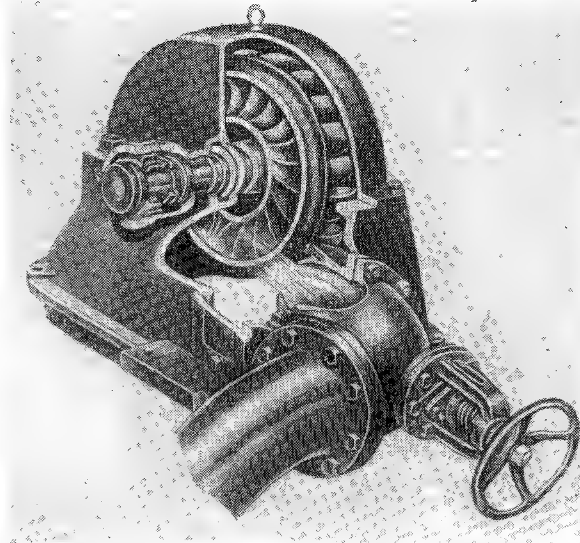


Рис. 5-17. Рабочее колесо наклонноструйной турбины: слева—вход, справа—выход.

Расчет параметров наклонноструйных турбин близок к расчетам параметров ковшевых. Так как входной лопастной угол β_1 у наклонноструйной турбины больше, чем у ковшевой, больше и окружная быстрота U; она, например, равна около 0,6 вместо 0,46 у ковшевой. Поэтому наклонноструйная турбина имеет и большую быстроходность — порядка 30—60 при одном сопле, оптимальную — около 35. Их к. п. д. несколько меньше, чем у ковшевых.

У ковшевых турбин отливка, обработка и укрепление на диске ковшей являются очень ответственными работами, требующими квалифицированных исполнителей, точных машин и качественных материалов. Штамповка и заливка лопастей наклонноструйных турбин сравнительно проще, почему и изготовление таких турбин доступно для малых заводов.

Марка наклонноструйной турбины, принятая ВИГМ, имеет вид, аналогичный марке ковшевой турбины; так, например, марка Н77-Г-35/2,5 читается так: наклонноструйная турбина с колесом и соплом типа 77 горизонтальная, диаметр колеса 35 *см*, диаметр струи 2,5 *см*.

Колесо наклонноструйной турбины (а с ним и вся турбина) именуется колесом или турбиной правого вращения или правым, если при взгляде на колесо со стороны сопла оно вращается по часовой стрелке, и левым — при обратном вращении. Что касается турбин ковшевых и двукратных (§ 5-12), то их колеса обычно симметричны относительно сопел и понятие направления вращения колес, по крайней мере при горизонтальных валах, отпадает. Тогда остается определение вращения гидроагрегата по ГОСТ 1630-46: он считается правым, если при взгляде от турбины на генератор его вал вращается по часовой стрелке.

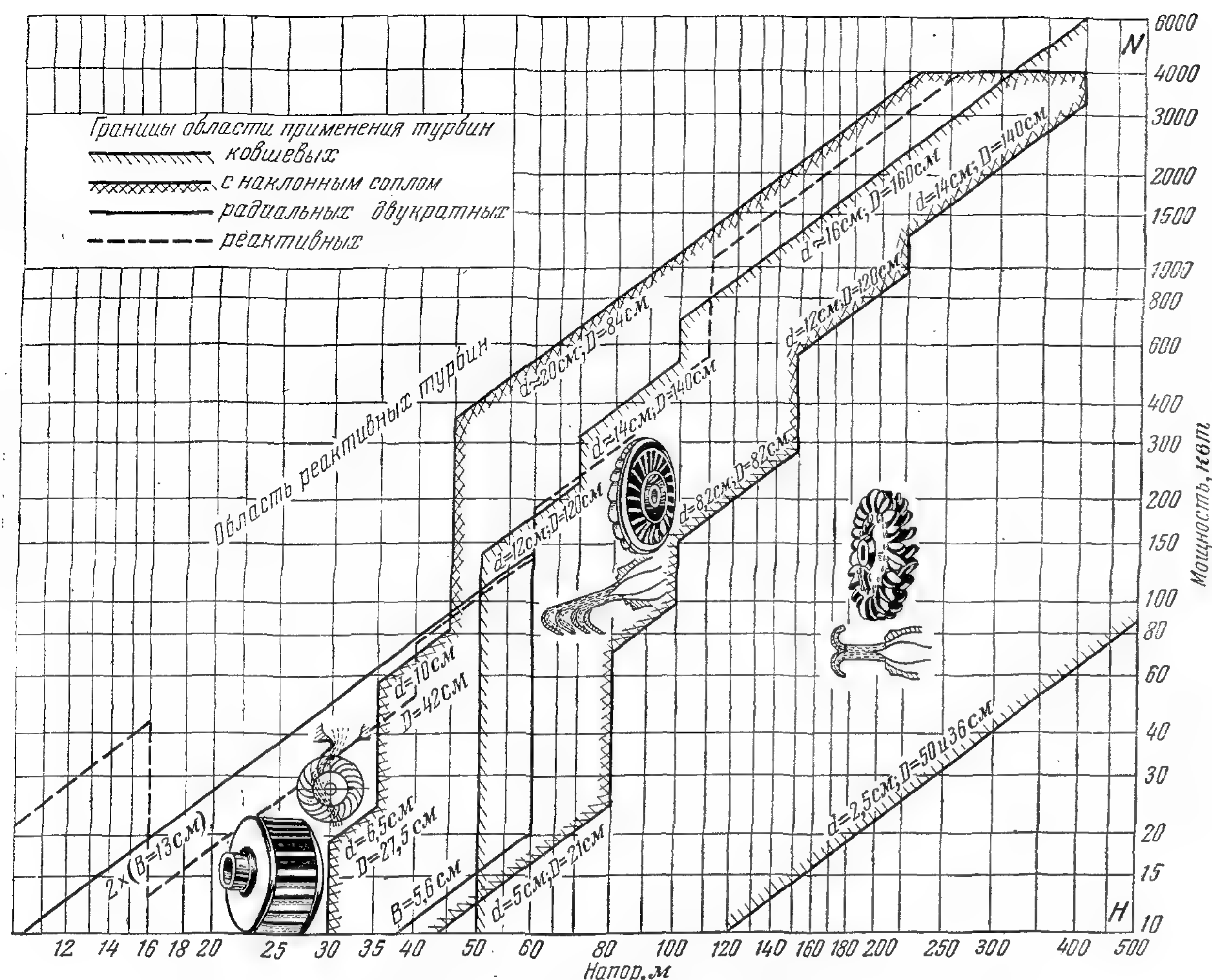


Рис. 5-18. Поля применения трех систем активных турбин малой и средней мощности.

5-11. МУТОВЧАТАЯ ТУРБИНА

Турбина вообще — изобретение XVIII—XIX вв., наклонноструйная турбина в частности — XX в. Однако прообраз последней восходит к очень ранним векам человеческой истории. Уже в 1205 г. в арабской литературе было дано описание турбины, работавшей на р. Тигр. Такой двигатель проник когда-то очень давно в южные горные области современной территории Советского Союза. Проникнув позже и на Урал, он там получил название мутовки, а нами теперь называется мутовчатой турбиной. Через Малую Азию он, быть может еще с крестоносцами, проник на Балканский полуостров и в Западную Европу. Он иногда называется водяным колесом турецким, болгарским, балканским и вообще восточным. В XVII—XVIII вв. наличие его установлено на Украине и на Урале.

Устройство его таково (рис. 5-19 и 5-20). Деревянный вертикальный вал внизу имеет железную пяту, вверху — подшипник. Внизу вал несет звездообразный венец (мутовку) радиальных деревянных лопастей, не связанных наружным ободом. Вместо трубопровода и сопла вода обычно подводится к лопастям наклонным деревянным желобом, а к последнему — небольшим каналом. На верхнем конце вала сидит жернов — бегун мельничного постава, расположенный над неподвижным жерновом — лежаком.

Если лопасти в сечении их цилиндром имеют искривленную поверхность, то вода на них повертывается

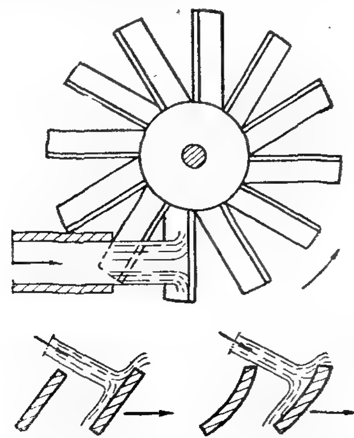


Рис. 5-19. Мутовчатая турбина.

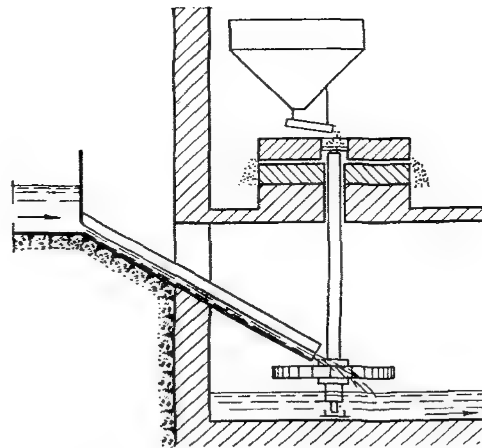


Рис. 5-20. Мутовчатая мельница.

более или менее плавно и машина приближается к турбине. Если такой разрез прямолинеен, то работа *производится преимущественно ударом и машину правильнее называть водяным колесом.*

Мельницы с такими турбинами использовали в Азербайджане в 1948 г. [Л. 167]: напоры 3—6 *м*, расходы 0,1—0,3 *м³/сек*; к. п. д. колеса был около 0,38, гидроблока (колеса с лотком под уклоном 20—30°) — 0,12—0,23. Следовательно, мощность равнялась 1,0—1,5 *квт*, оборотность — не больше 100, быстроходность — 20—30. Наружный диаметр колес 1,2—1,4 *м*, расчетный — 0,8—1,0 *м*, диаметр втулки 0,4—0,6 наружного диаметра. При увеличении напора за указанные пределы к. п. д. блока быстро падал, что объясняется *увеличением скорости течения в лотке и ростом в нем потерь.*

При работе на толчею вертикальный вал заменяется горизонтальным и снабжается кулаками, которые поочередно приподнимают песты толчеи. Падая вниз, песты толкут в ступах зерно. Регулирование производится затвором перед входом в лоток.

Несмотря на давние отношения России с Востоком, такие колеса в равнинной ее части не распространялись, очевидно потому, что они удобны лишь в горных местностях, а в равнинных предпочтительнее водяные колеса иных систем.

Недавно в Швейцарии сделано было предложение строить активные турбины по образцу мутовчатой с тем, однако, изменением, чтобы закрученный поток подводился одновременно на все звездообразно расположенные лопасти через кольцеобразное соосное с валом отверстие сопла. Такая «кольцевая» активная турбина перестает быть парциальной, становясь полной, повышая свою быстроходность и несколько уподобляясь винтовой турбине (§ 10-3). При кольцевом сопле регулирование расхода представляет некоторые трудности.

5-12. ДВУКРАТНАЯ ТУРБИНА

В 1917 г. венгерец Д. Банки разработал новую систему активной турбины, часто называемую его именем. Она обычно имеет горизонтальный вал с двумя ободьями в виде дисков, к которым прикреплены своими концами параллельные валу лопасти длиной B искривленного сечения (рис. 5-21). Колесо подвешивается, как у всякой активной турбины, над нижним уровнем, возможно ближе к нему. Над колесом (иногда сбоку) располагается турбинная камера, из которой через насадку прямоугольного сечения на колесо поступает на-

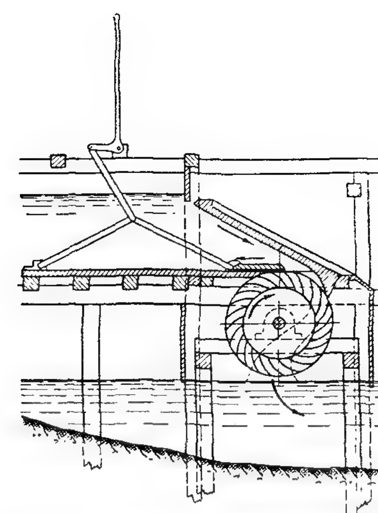


Рис. 5-21. Низконапорная двукратная турбина конструкции Банки—ГЭИ.

правленная струя воды шириной $b<B$. Она пронизывает лопастной венец сперва центростремительно, отдавая ему примерно 70—80% полезной энергии. Лопасти рассчитываются так, чтобы струя по сходе с них имела еще порядочный запас кинетической энергии и была нужным образом направлена. Двигаясь внутри колеса, струя минует вал, поступает под некоторым расчетным углом на те же лопасти изнутри безударно и протекает по ним вторично наружу, отдавая здесь еще 20—30% своей полезной энергии. Такой *двойной проход колеса водой не встречается у других* систем, почему эта система и могла быть названа двукратной. Регулируется турбина задвижкой, уменьшающей толщу струи.

Инициатором применения такой турбины в СССР И. В. Котеневым была разработана в ВИГМ в 1932 г. очень простая ее конструкция для равнинных напоров до 6—8 *м* при мощностях до 100 *квт* и диаметрах 50—150 *см* [Л. 122]. По его предложению лопасти с линейчатой поверхностью изгибаются из листового железа толщиной 3—5 *мм*. Лопасти укрепляются между двумя-тремя деревянными дисками, насаженными на вал посредством чугунных втулок и стянутыми болтами. Вода поступает на турбину из деревянной камеры с регулированием щели задвижкой от ручного привода. Параметры таких турбин Котеневым рассчитывались на оптимальный режим по таким формулам, вообще годным и для иных условий:

$$u_1 = U_1\sqrt{2gH} = 0{,}5\sqrt{2gH}\ \text{м/сек}; \qquad (5\text{-}22)$$

$$D_1 = \frac{9{,}5\sqrt{2gH}}{n}\ \text{м}; \qquad (5\text{-}23)$$

$$Q_0 = 0{,}096bD_1\sqrt{2gH}\ \text{м}^3/\text{сек}; \qquad (5\text{-}24)$$

$$N_0 = 0{,}76bD_1H\sqrt{2gH}\ \text{квт}. \qquad (5\text{-}25)$$

Здесь b — ширина струи, причем $b \approx 0{,}8D$. Толщина струи $\delta_0 \approx 0{,}1D_1$; $\eta \approx 0{,}82$. При полном открытии δ, Q и N увеличиваются примерно на 25%, η падает до 0,8. При затоплении колеса низовой водой на $^1/_4$ и $^1/_2$ диаметра к. п. д. снижается лишь на 4 и 8%.

Такие упрощенные двукратные турбины носят название турбины Банки—ГЭИ (по имени Гидроэнергетическо-

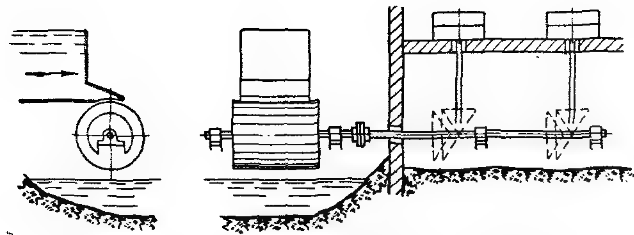


Рис. 5-22. Схема привода двукратной турбиной мельничных поставов.

го института, как тогда именовался ВИГМ), легко изготовляются в самых простых мастерских, почему они широко распространились в СССР в Великую Отечественную войну, когда турбиностроительные заводы были частью загружены военной продукцией, частью бездействовали в оккупированных местностях, а колхозы и совхозы стали остро нуждаться в механизации своих рабочих процессов [Л. 266]. Принеся тогда народному хозяйству большую пользу, они, однако, по восстановлении после войны малого турбиностроения были вытеснены винтовыми турбинами (§ 10-3). Именно низконапорная горизонтальная двукратная турбина с быстроходностью 50—150 хорошо спаривается с несколькими вертикальными мукомольными жерновыми поставами посредством конических зубчатых передач

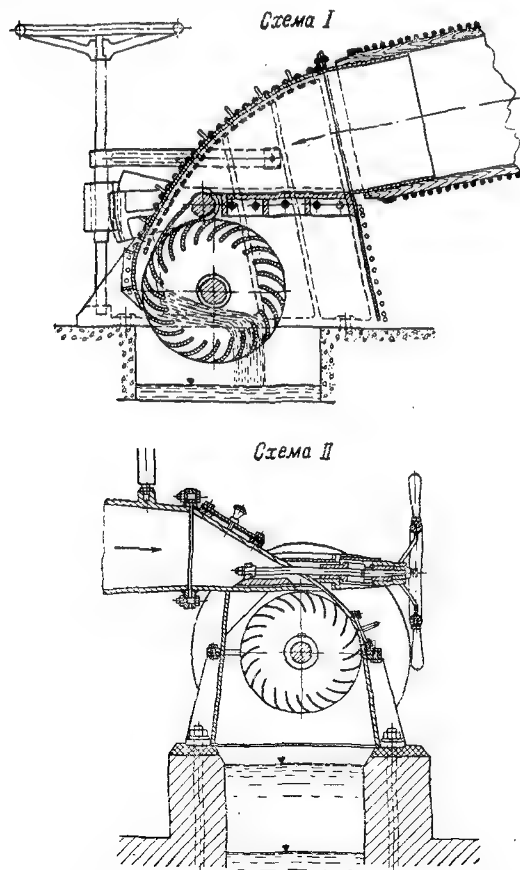


Рис. 5-23. Высоконапорная двукратная турбина с ручным регулированием.

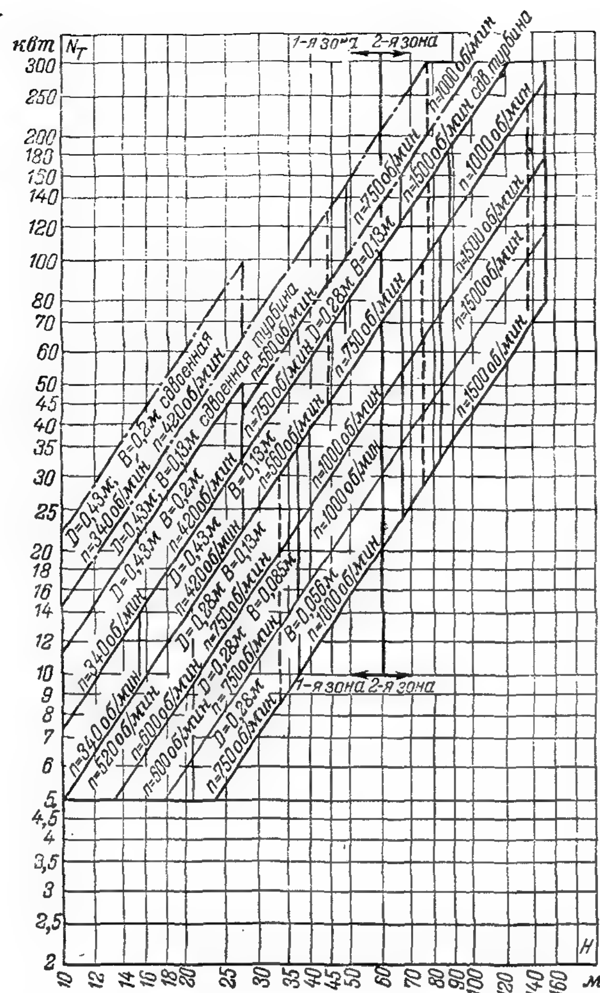


Рис. 5-24. Область применения двукратной турбины.

(рис. 5-22), но гораздо хуже — с маломощным многооборотным горизонтальным генератором ременной передачей, так как тогда требуется иметь у турбины ременный шкив большого диаметра с осью, близкой к нижнему уровню. Чтобы шкив не полоскался в воде, надо или поднимать ось турбины, что уменьшает напор, или заключать шкив в непроницаемый для воды приямок, что дорого и неудобно. Между тем винтовая турбина имеет в несколько раз большую быстроходность и спаривается с генератором или непосредственно, или клиноременной передачей, расположенной при вертикальной турбине высоко над нижним уровнем.

Поэтому теперь признается неудобным применять двукратную турбину при малых напорах. С другой стороны, при заводском исполнении (металлические ободья, приварные лопасти, турбина в закрытой камере с питанием трубопроводом по рис. 5-23) такая турбина применима и при больших напорах [Л. 49]. На рис. 5-24 указана возможная для нее область применения: напоры 10—150 *м*, мощности 5—300 *квт*; соответствующие характерные размеры: наружный диаметр $D_1=28\div43$ *см*; длина колеса $B=56\div200$ *см*. При желании увеличить расход и мощность на вал сажаются два колеса с промежуточным подшипником между ними.

Однако ковшевая турбина признается лучшей системой, чем двукратная. При наличии заводских ковшевых турбин большая доля указанной на рис. 5-20 области занимается последними и наклонноструйными и на долю двукратных остается (рис. 5-18) очень небольшая область между напорами 10—60 *м* и мощностями 10—140 *квт*.

Доказано [Л. 238], что двукратная турбина может иметь и вертикальный вал, но соответствующие конструкции еще не разработаны.

Марка двукратной турбины, принятая ВИГМ, имеет вид, аналогичный маркам других активных турбин, например Д79-Г-60/120, что читается так: двукратная турбина с колесом и соплом типа 79, горизонтальная, диаметр колеса 60 *см*, его длина 120 *см*.

5-13*. Кольцевая активная турбина

Активные турбины описанных выше систем, в том числе и наиболее широко используемые на гидроэлектростанциях — ковшевые, являются парциальными, т. е. выпуск воды на их рабочее колесо производится не по всей его окружности, а лишь в немногих точках отдельными струями.

Быстроходность у ковшевых турбин с трудом доводится до 60, и то только при больших мощностях. У реактивных же турбин, в частности у радиально-осевых, она снижается до 80; однако при таком ее малом значении и близких к нему к. п. д. турбины снижается.

Турбиностроение давно стремилось найти такую систему турбины, при которой получалась бы быстроходность в пределах 50—120 при хороших к. п. д.

Быстроходность растет при прочих равных условиях с ростом расхода турбины, т. е. у ковшевой турбины с ростом числа струй; в пределе многочисленные отдельные струи можно соединить в одну, и тогда получается «кольцевая активная» турбина с повышенной быстроходностью.

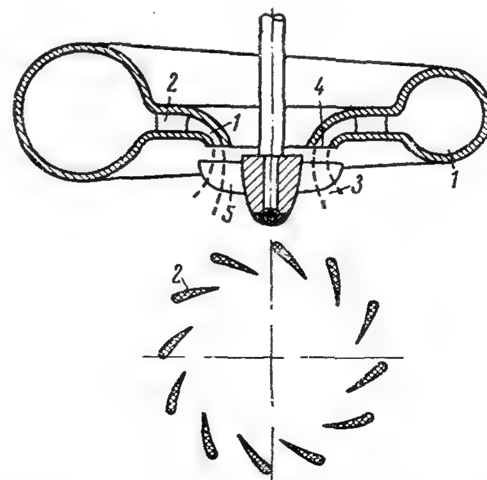


Рис. 5-25. Первоначальная схема турбины Сфиндекса.

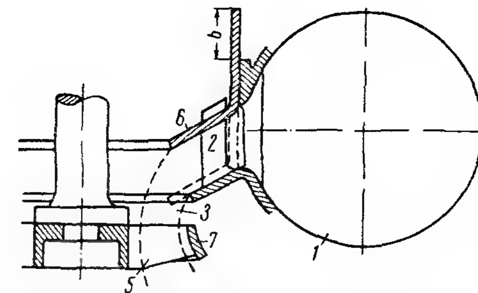


Рис. 5-26. Регулируемая турбина Сфиндекса.

Разработку такой системы начало в Швейцарии в 1948 г. научно-исследовательское общество под названием Сфиндекс. Его первоначальный проект соответствует рис. 5-25. Как видно, здесь имеется спиральная камера *1*, питающая направитель с жесткими лопатками *2*. Кольцевая струя *3* вытекает из кольцевого отверстия *4* и попадает на крыловое колесо *5* с лопастями, вид которых можно себе представить по рис. 10-1. Лопасти жестко прикреплены к втулке, т. е. колесо является пропеллерным или винтовым (§ 10-3).

Однако всякая турбина должна регулироваться, т. е. быть способной менять свой расход. Сфиндексом был разработан проект, соответствующий рис. 5-26. Здесь верхний обод *6* направителя может опускаться, уменьшая этим высоту направителя, расход и мощность вплоть до нуля. Его наибольший ход показан на рисунке размером *b*. Как видно, рабочее колесо снабжено в этой конструкции и наружным ободом *7*.

Такая турбина с выходным диаметром направителя 200 *мм*, мощностью 250 *л. с.* при напоре 80 *м* при испытании показала к. п. д. до 86%.

Профессор Цюрихского высшего технического училища Г. Гербер, деятельно участвовавший в разработке системы, подсчитал и сравнил (рис. 5-27) характеристики $\eta=f(N)$

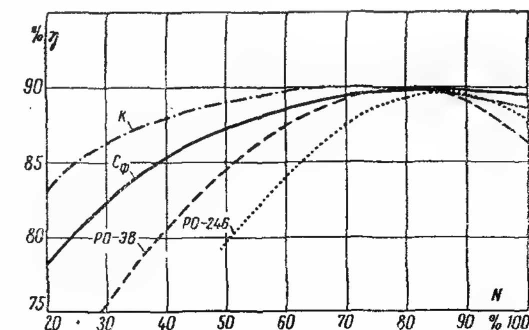


Рис. 5-27. Сравнение характеристики турбины Сфиндекса с характеристиками других турбин при напоре 346 *м*.

трех турбин на задание: $H=346$ *м*; $N=50\,000$ *л. с.* Здесь показаны кривые: *К* — для четырехсопловой ковшевой турбины, *РО-ЭВ* — для радиально-осевой завода Эшер Вис, *Сф* — для кольцевой активной. Мы добавили еще кривую для советского типа радиально-осевой турбины *РО-246*.

Соответствующие параметры указаны в табл. 5-4.

Таблица 5-4

Сравнение турбин разных систем

	К	*РО-ЭВ*	*РО-246*	*Сф*
D *м*	2,45	1,90	1,88	1,20
n	300	600	600	1 000
Q'_1	0,111	0,185	0,190	0,739
n'_1	39,6	61,2	60,6	51,0
$n_{б\ пред}$	45	89	90	152
$n_{разг} : n$	1,8	1,8	1,63	2,0
$\eta_{пред}$	0,888	0,862	0,878	0,896

Таким образом, турбина Сфиндекса дала большую быстроходность и хороший к. п. д., который, однако, со снижением нагрузки падает быстрее, чем у ковшевой турбины (рис. 5-27).

Мы для напора 97 *м* и мощности 330 *Мвт* путем расчета сравнили турбины Сфиндекса и радиально-осевую типа РО638 и пришли к заключению, что габаритные размеры обеих турбин (с улитками) примерно одинаковы, что у Сфиндекса оборотность меньше (71,5 против 93,6), что у РО к. п. д. при больших нагрузках значительно больше, а у малых — несколько меньше, чем у Сфиндекса.

Проф. Г. Гербер нам сообщил в 1956 г., что в то время еще ни одной такой производственной турбины установлено не было; не видно таких указаний и в новейшей литературе.

В итоге мы пока склонны прийти к заключениям, что кольцевая активная турбина практически еще нигде не освоена, что она, вероятно, будет способна соперничать с турбинами других систем лишь там, где до сих пор боролись между собой самые тихоходные радиально-осевые и самые быстроходные ковшевые при напорах, едва ли меньших 250—300 *м*.

Бо́льшие подробности по истории, конструкциям, расчетам, испытаниям таких турбин см. [Л. 288].

Можно отметить, что турбина Сафонова 1837—1839 гг. (рис. 1-5) тоже могла бы быть названа активной кольцевой турбиной; однако ее быстроходность составляла лишь 48.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РЕАКТИВНЫЕ ТУРБИНЫ

6-1. РАЗЛИЧИЕ МЕЖДУ АКТИВНЫМИ И РЕАКТИВНЫМИ ТУРБИНАМИ И СИСТЕМЫ ПОСЛЕДНИХ

У активной турбины вся располагаемая перед ее колесом энергия воды имеет кинетическую форму. Перед рабочим колесом реактивной турбины (иначе напорноструйной) только часть энергии находится в такой форме; остальную часть представляет энергия давления, соответствующая разности давлений перед и за колесом. Это основное различие двух классов турбин ведет ко многим различиям в их рабочих процессах и конструкциях.

В каналах реактивного колеса течение напорное — давление в них меняется, снижаясь от большего к меньшему. Следовательно, каналы должны быть сплошь заполнены водой без свободной поверхности.

Чтобы вода не утекала из области бо́льшего давления к меньшему в обход рабочего колеса, последнее должно быть помещено в неподвижную камеру, не имеющую по возможности иных выходов для воды наружу, как только через направитель и колесо.

Вода вытекает из направителя не под атмосферным давлением, а под повышенным, почему она здесь не может получить скорости, близкой к напорной (§ 4-7), а должна быть заметно меньшей.

Если так уменьшается против напорной выходная из направителя скорость $v_0 \approx v_1$, то по основному уравнению (3-20) или (3-9) должна соответственно увеличиваться (по крайней мере при сохранении значения входного угла α_1) окружная скорость u_1.

Малая скорость v_1 и большая окружная u_1 дают не вытянутый по диагонали параллелограмм выходных скоростей, а укороченный или даже сплюснутый (рис. 5-1).

В том же параллелограмме входной лопастной угол β_1 оказывается не острым, а близким к прямому или даже тупым, отчего лопасть распрямляется и перестает иметь серповидное очертание (§ 5-1).

Все рабочие каналы с расположенными по окружности входными сечениями должны питаться из направителя одновременно; иначе говоря, турбина должна быть полной, а не парциальной (частичной), какой обычно бывает активная турбина, питаемая водой из одного или немногих сопел. Если осуществить реактивную турбину парциальной, то вода в рабочем канале, миновавшем сопло, должна остановиться, а подойдя затем опять под сопло, вновь начать двигаться, что было бы сопряжено с большими потерями.

Питаемая водой по всей окружности своего колеса реактивная турбина пропускает при тех же напоре и диаметре больший расход, чем активная, питаемая лишь на части окружности.

Имея при тех же условиях бо́льшие окружную скорость колеса и оборотность и бо́льшие расход и мощность, реактивная турбина имеет по (2-8) и бо́льшую быстроходность. По этой причине (§ 2-7) при меньших напорах она удобнее для применения, чем активная.

Так как меньшие напоры чаще используются на земном шаре вообще и в густо населенных, промышленных равнинных местностях в частности, то реактивные турбины имеют гораздо большее практическое значение, чем активные.

Рабочее колесо отбирает от воды часть ее удельной энергии, снижая у нее энергии давления, скоростную и (очень немного) положения. Существует понятие степени реактивности (или реакции) турбины, указывающее, какую долю отбираемой колесом энергии составляют энергии давления и положения. Эта степень реакции равна:

$$\lambda = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2}{A} = 1 - \frac{v_1^2 - v_2^2}{2gA}, \quad (6\text{-}1)$$

где

$$A = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$$

есть разность удельных энергий на входе в колесо и на выходе из него. У активных турбин эта степень равна нулю, у реактивных — не меньше 0,5 и вообще тем больше, чем быстроходнее их тип.

Термины активная и реактивная турбины исторического происхождения и не вполне соответствуют современным представлениям о работе турбин. Прежде называли активным действие струи, когда она, напирая на искривленную стенку, оказывает на нее усилие, а реактивным — когда сосуд, выпускающий из себя струю, воспринимает усилие, обратное направлению ее скорости. Теперь оба эти явления объединяются общим понятием реакции струи на сосуд (§ 3-1).

Комитетом технической терминологии АН СССР допущены (§ 1-6) для обоих классов по два термина: турбины реактивные или напорноструйные и активные или свободноструйные.

В зависимости от направления протекания воды по колесу реактивные турбины, как и активные, могут быть центробежными (рис. 3-6, *I*), центростремительными (рис. 3-6, *II*), осевыми (рис. 3-6, *V*); центростремительные с некоторым поворотом воды к осевому направлению (рис. 3-6, *III*) иногда назывались смешанными. Именно только последние (под названием радиально-осевых) и осевые и имеют теперь широкое применение; центробежные и чисто центростремительные по ряду соображений больше не строятся. Осевые турбины широко распространены в виде крыловых, т. е. с колесами без наружного обода и с малым числом (3—8) лопастей-крыльев.

Многолопастные осевые реактивные турбины с наружным ободом (рис. 3-8), предложенные Жонвалем во Франции (1841 г.) и Геншелем в Германии (1837 г.), теперь для производства энергии не применяются. Однако близкие к ним нашли удачное применение в турбобурах (§ 10-16).

6-2. МНОГОЛОПАТОЧНЫЙ ПОВОРОТНЫЙ РАДИАЛЬНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Употребительные системы реактивных турбин—радиально-осевые и осевые, существенно различаясь по рабочим колесам, имеют некоторые другие важные органы схожими, почему и удобно последние рассмотреть предварительно. Сюда относятся направляющий аппарат (или направитель), турбинная камера и отсасывающая труба.

Многолопаточный радиальный направитель (центробежный) с неподвижными (жесткими) лопатками уже входил в состав первых турбин Фурнейрона и Сафонова (рис. 1-5); он предназначался только для направления воды. Их турбины регулировались цилиндрическим щитом, спускавшимся перед рабочим колесом, т. е. изменением высоты направителя (§ 6-4 и 14-20). Однако конструкторы потребовали от многолопаточного направителя и выполнения самого регулирования. Прошло несколько десятилетий, пока направитель особого вида, предложенный в 1877 г. в Германии Финком, заслужил всеобщее признание, вытеснив другие схемы многолопаточных направителей (Целеля, Белля и др.), тоже пригодные для изменения расхода.

В таком направителе (рис. 6-1) вода приближается к колесу, протекая между двумя плоскими, нормальными к оси колеса и отстоящими друг от друга на расстоянии b кольцами. Между ними расположен кольцевой ряд (венец) перегородок — лопаток с линейчатыми поверхностями, образующие которых

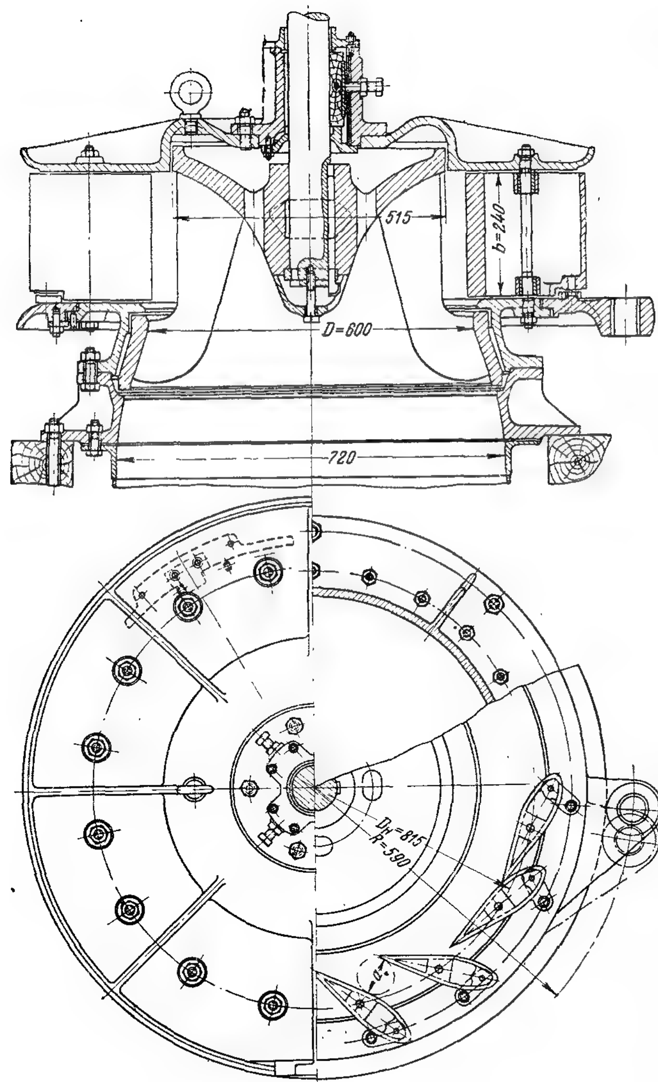


Рис. 6-1. Поворотный многолопаточный направитель малой радиально-осевой турбины типа Р300 при внутреннем регулировании.

параллельны оси турбины. В нормальных к оси сечениях лопатки имеют обычно удобообтекаемую форму — широкий головной конец и острый хвостовой. Каналы между двумя соседними лопатками к выходу суживаются и выпускают воду в предколесное пространство со скоростью v_0 под некоторым углом α_0.

Каждая лопатка имеет возможность повертываться около некоторой своей геометрической оси, параллельной оси турбины и расположенной внутри лопатки в средней трети ее длины. Поворот всех лопаток производится одновременно и на одинаковый угол, что приводит при повороте в одну сторону к: 1) уменьшению выходных сечений направляющих каналов вплоть до нуля; 2) некоторому уменьшению лопастного угла α_0; 3) уменьшению расхода тоже до нуля. При обратном повороте угол, сечение и расход растут до некоторых предельных значений.

Характерными параметрами многолопаточного направляющего аппарата являются высота b, диаметр окружности осей поворота его лопаток $D_н$, число их z_0 и, наконец, так называемое открытие a_0 (или a), т. е. кратчайшее расстояние в свету между двумя соседними лопатками (рис. 6-1).

Открытие указывается в линейных мерах, обычно в миллиметрах, и для данного направителя изменяется от нуля до некоторого предельного значения $a_{пр}$. Иногда указывается относительное открытие, т. е. доля его от предельной:

$$\alpha = \frac{a}{a_{пр}}. \tag{6-2}$$

Высота b составляет некоторую долю диаметра колеса D, причем относительная высота

$$\beta = \frac{b}{D} \tag{6-3}$$

зависит от быстроходности турбины, а именно большей быстроходности соответствует и бóльшая относительная высота, находящаяся в пределах 0,08—0,42.

Число лопаток z_0 в настоящее время принимается 12 (редко 10) — 32. Уменьшение этого числа могло бы несколько удешевлять турбину, так как сокращается число обрабатываемых деталей, однако при уменьшении числа лопаток для хорошего направления воды приходится увеличивать их длину, что приводит к росту габаритных размеров турбины. Поэтому мелкие турбины получают меньшее число лопаток, мощные — большее, так как при крупных размерах турбин экономия места имеет большое значение. Следует отметить, что иногда в крупных турбинах идут на уменьшение числа направляющих лопаток из соображения их прочности.

При диаметре турбины до 1 *м*; 1—2,5; 2,5—6,5 и более 6,5 *м* ЛМЗ принимает число лопаток соответственно 12, 16, 24 и 32.

Можно думать, что уменьшение числа лопаток, хотя бы и при их удлинении, несколько, но, вероятно, очень немного, сокращает потери в направителе.

Осевой диаметр направителей $D_н$ у крупных турбин больше колесного D примерно в 1,2, у малых — до 1,35 раза.

Величина a характеризует степень открытия лишь данной турбины, имеющей определенные диаметр и число лопаток. Она ничего не говорит о степени открытия подобной турбины другого размера (§ 4-2), имеющей часто и иное число лопаток. Было бы правильнее открытие определять безразмерной величиной

$$a' = \frac{a z_0}{\pi D}. \tag{6-4}$$

6-3. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК

Поворот направляющих лопаток при регулировании турбины осуществляется двумя способами. По одному, широко теперь применяемому, лопатка имеет с одного своего торца цапфу, помещенную в гнездо нижнего (т. е. ближайшего к выходу из колеса) кольца направителя (рис. 6-2). С другого торца лопатка имеет валик, пронизывающий через сальник верхнее кольцо направителя и выходящий в надкрышечное пространство турбины, свободное от воды, доступное для осмотра и ремонта, в которое через крышку турбины и свой сальник выходит и рабочий вал турбины.

Здесь на неподвижной крышке турбины помещено соосно с ее валом регулирующее кольцо, часто для жесткости корытного сечения, способное, скользя в своих направляющих, повертываться на очень небольшой угол (например, 15°) около оси турбины.

Валики лопаток имеют на своих концах рычаги, концы которых шарнирно связываются короткими тягами (серьгами) с пальцами, укрепленными на кольце. Небольшой поворот кольца заставляет одновременно и однообразно повертываться и лопатки.

Поворот кольца требует большого усилия, так как момент от давления воды на каждую лопатку, а также и сопротивление, вызываемое трением, приходится преодолевать кольцу. Эти усилия обычно направлены в сторону открытия у полностью прикрытой лопатки, они обычно меньше и имеют другое направление при вполне открытой. При некотором промежуточном положении они равны нулю. Они вообще тем больше, чем больше напор H, диаметр турбины D и высота направителя b.

Только у очень небольших турбин работа поворота регулирующего кольца настолько незначительна, что может быть произведена достаточно быстро человеком. Тогда турбина получает регулирующий вал *1*, параллельный рабочему (рис. 6-3). На нижний его конец насажен двуплечий рычаг *2*, концы которого связаны тягами *3* с двумя проушинами *4* кольца *5*. Поворот регулирующего вала на некоторый угол (например, 45—60°) повертывает (на меньший угол, например 10—20°) и кольцо. Этот шарнирный механизм в описанном виде работать еще не может — он заест, если одно из его звеньев не будет иметь переменного размера. Механизм исправляется дачей некоторой свободы кольцу в его направляющих, отчего при повороте вала ось кольца то очень немного приближается к валу, то удаляется от него, давая и лопаткам чуть разные углы поворота. Чтобы кольцо все же не болталось в стороны, а могло лишь приближаться к регулирующему валу или удаляться от него, в его внутренний зазор закладываются направляющие сухари.

Повертывать регулирующее кольцо можно и единственной тягой при одноплечем рычаге

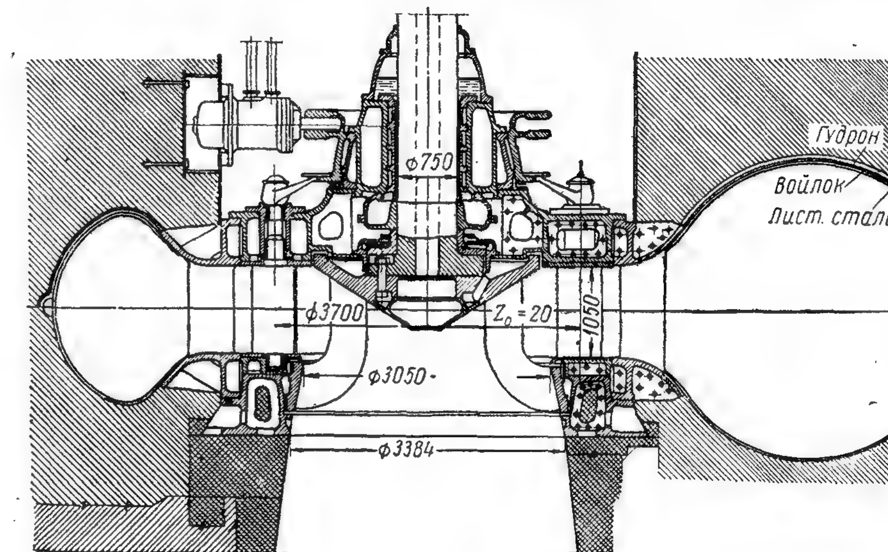


Рис. 6-2. Крупная спиральная радиально-осевая турбина типа Р123 с поворотным многолопаточным направителем при внешнем регулировании.

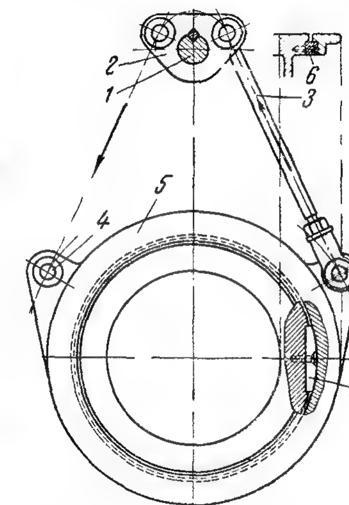


Рис. 6-3. Привод регулирующего кольца (на сухарях) двумя тягами от регулирующего вала.

(рис. 6-1 и 6-8). Однако из-за трения кольца усилие тогда настолько возрастает, что такое устройство допускается лишь у малых турбин при их диаметре, не большем, например, 0,84 *м*.

Регулирующий вал другим своим концом выводится в машинный зал или в помещение дежурного машиниста. Там этот конец так или иначе связывается передачей с автоматическим регулятором или с рукояткой. Обычная конструкция привода от рукоятки такова (рис. 6-4 и 6-8). Рукоятка сидит на ручном маховичке. Вал маховичка имеет нарезку или несет на себе червяк; либо нарезка ведет гайку, скользящую вдоль рычага, или червяк повертывает сектор червячного колеса, сидящего на регулирующем валу. Здесь же помещается указатель открытия в виде циферблата со стрелкой или шкалы с указателем.

У крупных турбин сила, необходимая для поворота регулирующего кольца, настолько велика, что для такого поворота необходим особый двигатель (сервомотор), вводимый в состав автоматического регулирования турбины (§ 14-4). Теперь такое управление предпочитают ручному и у малых турбин.

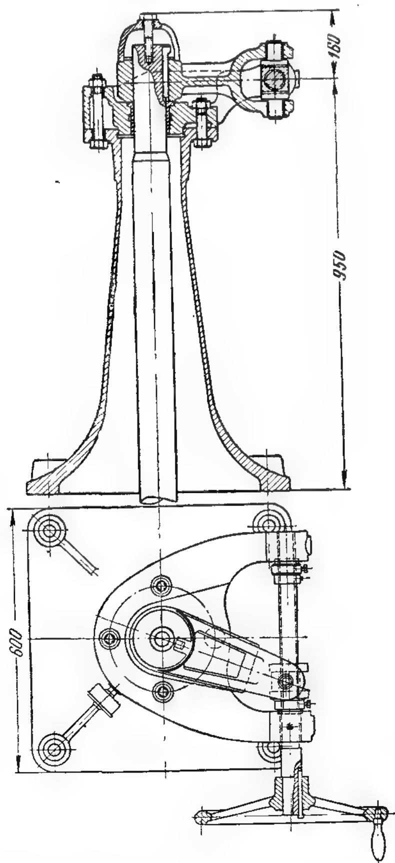


Рис. 6-4. Ручной механизм для поворота вертикального регулирующего вала для турбин марок Р300.

Современный сервомотор имеет вид цилиндра с поршнем внутри, шток которого связан тягой с проушиной кольца или рычагом регулирующего вала. Впуская масло под большим давлением (например, 20 *ат*) по одну сторону поршня, а полость по другую соединяя со сливом, можем получить на штоке большую силу (десятки и даже сотни тонн), способную преодолеть момент на кольце у самых мощных турбин и закрыть или открыть их направитель в течение нескольких секунд.

Такое регулирование именуется наружным (или внешним), так как у него все шарниры находятся в воздухе вне турбины и легко обслуживаются смазкой.

При другом, внутреннем, регулировании плоское регулирующее кольцо помещается в воде, будучи врезано в кольцевое углубление нижнего кольца направителя (рис. 6-1). Лопатки не имеют ни цапф, ни валиков. Они пронизаны неподвижными распорными болтами, скрепляющими кольца направителя между собой, и способны повертываться около этих болтов. Регулирующее кольцо шарнирно связывается не с лопаточными рычагами, а непосредственно с головными концами лопаток. Оно повертывается двумя тягами от двуплечего (у малых турбин — одной тягой от одноплечего) рычага на регулирующем валу, который вводится в турбинную камеру через сальник.

При внутреннем регулировании шарниры работают в воде без масляной смазки, следовательно с большими трением и износом. Как более дешевое, хотя и несовершенное, такое регулирование теперь применяется лишь у маломощных турбин.

Бывают случаи, когда вода подносит к направителю крупные предметы (§ 18-5). Они могут застревать между лопатками, особенно между их хвостами. Если мощный механизм регулирования станет тогда закрывать турбину, то значительная доля его усилия сосредоточится на двух лопатках, сжимая застрявший между ними предмет. В таком случае возникает опасность поломки самих лопаток или их деталей. Смена их сопряжена с убыточным простоем агрегата.

У крупных турбин со внешним регулированием предпочитают вводить в механизм привода каждой лопатки предохранитель — особое слабое звено, рассчитанное так, чтобы при ненормальном сопротивлении лопатки на закрытие это звено разрушалось. Тогда одна из лопаток теряет управление, что, однако, не ведет ни к аварии, ни к перерыву работы, а лишь к небольшому снижению к. п. д. и повышенной утечке при остановленной турбине. Звено легко заменяется запасным, когда застрявший предмет проскочит через турбину (или когда он будет вынут при ее осмотре).

Такое звено часто помещается в серьге между рычагом лопатки и регулирующим кольцом (рис. 6-5).

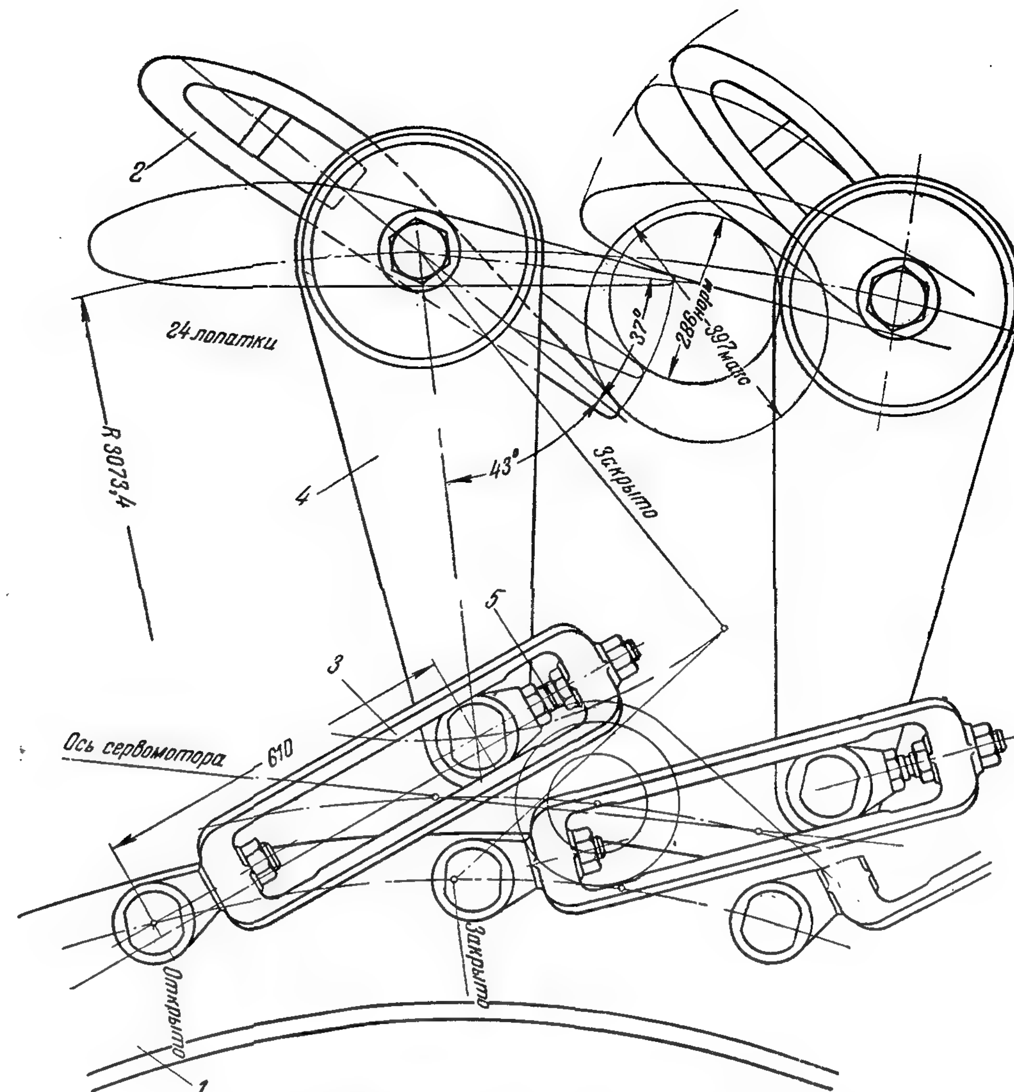


Рис. 6-5. Серьга направляющей лопатки с разрывным предохранителем.

Когда регулирующее кольцо *1*, повертываясь, стремится закрыть лопатку *2*, усилие передается серьгой *3* концу кривошипа *4* через короткую, имеющую проточку тягу *5*. При ненормально большом (например, 140%) сопротивлении эта ослабленная проточкой тяга (болт) разрывается, но затем она легко может быть заменена новой, так как находится в доступном месте, например у вертикальной турбины — в ее шахте (§ 10-9). Другие схемы привода лопаток см. [Л. 111, стр. 97].

Направитель и в закрытом состоянии пропускает некоторый расход. Для его уменьшения у крупных турбин иногда вводятся между торцами лопаток и кольцами направителя резиновые уплотнения [Л. 56 и 116].

6-4. ПРОЦЕСС РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

У активных турбин изменение расхода турбины, а следовательно, и ее мощности достигается изменением сечения выхода воды из сопла (направителя). Напор истечения из сопла, вообще говоря, постоянен; коэффициент сопротивления сопла меняется мало; следовательно, скорость истечения почти постоянна и расход почти пропорционален открытию (выходному сечению) направителя (рис. 6-6,*а*).

У многолопаточного направителя реактивных турбин расход тоже падает с уменьшением открытия *а*. Однако было бы неправильно объяснять это явление таким же рассуждением, как и для активных турбин, так как у реактивных изменение сечения производится не при окончательном выходе воды из находящегося под напором канала (трубы), а внутри этого канала, далеко от выхода воды из турбины наружу. А, как известно, сужение в таком канале (рис. 6-6,*б*) не меняет расхода, разве только очень немного из-за

увеличения сопротивления на коротком участке.

В действительности расход меняется здесь при изменении открытия вследствие взаимодействия между направителем и колесом. Колесо пропускает меньший расход при меньшем давлении в предлопастном пространстве (т. е. при уменьшении степени реактивности турбины, § 6-1). Это давление падает, если выходная из направителя скорость растет, повышая долю скоростной энергии и уменьшая долю энергии давления. При этом расход направителя тоже падает, так как влияние достаточного уменьшения сечения выхода из него превозмогает влияние увеличения скорости. Итак, рост давления в предлопастном пространстве уменьшает расход направителя, увеличивая расход колеса, и наоборот; между тем оба расхода должны быть равны.

Тогда возможно представить себе явление наглядно по рис. 6-7. По оси абсцисс будем откладывать $\frac{p}{\gamma}$ в пределах от нуля до напора турбины H, а по ординатам — расходы.

Представим себе, что колесо расположено на уровне нижнего бьефа и что направитель выпускает воду под атмосферное давление, т. е. $\frac{p}{\gamma}=0$. Его расход $Q_н$ пропорционален его открытию a; пусть при a, равном 1,0; 0,8; 0,6 и т. д. полного, этот расход равен на рисунке отрезкам Ob, Oc, Od и т. д. При росте $\frac{p}{\gamma}$ все эти расходы падают по параболам bm, cm, dm и т. д. до нуля.

Теперь представим себе, что рабочее колесо при некоторой оборотности и при давлении $\frac{p}{\gamma}=H$ могло бы пропустить через себя расход $Q_к$, показанный на рисунке как mn. При

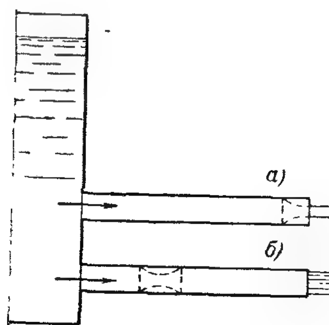


Рис. 6-6. Схема расположения сужений на выходе и на пути.

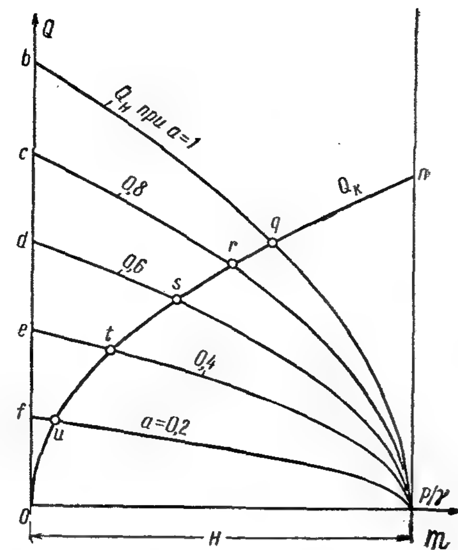


Рис. 6-7. Расходы направителя $Q_н$ и колеса $Q_к$ в зависимости от давления в предлопастном пространстве p.

падении $\frac{p}{\gamma}$ этот расход падал бы по параболе nO, доходя до нуля при $\frac{p}{\gamma}=0$.

Очевидно, при работе турбины расходы направителя и колеса равны, что определяется при разных открытиях точками пересечения параболы nO с параболами Ob, Oc и т. д., т. е. точками q, r, s и т. д. Зависимость ординат этих точек (расходов) от открытий при желании позволяет построить соответствующую характеристику (§ 11-3).

Приурочим рис. 6-7 к турбине РО 533 и отыщем для ее модели диаметром 0,8 *м* координаты точки q при напоре $H=1$ *м*. На рис. 11-28 возьмем $n_1'=61$; за наибольшее a примем 35 *мм*; при нем $Q_1'=0{,}22$ *м³/сек*. Подсчитываем $Q=Q_1'\cdot 0{,}8^2=0{,}14$ *м³/сек*. Площадь выхода из направителя

$$f_0=z_0ab=18\cdot 0{,}035\cdot 0{,}0833=0{,}0525\ м^2.$$

Скорость выхода $Q:f_0=v_0=2{,}67$ *м/сек*.

Пренебрегаем малыми потерями в направителе. Тогда

$$v_0=\sqrt{2g\left(H-\frac{p}{\gamma}\right)}=2{,}67\ м/сек.$$

При $H=1$ *м* получаем отсюда для точки q на рис. 6-7 абсциссу $\frac{p}{\gamma}=0{,}638$ *м*; ее ординату мы уже имеем: 0,14 *м³/сек*. По точке q строим параболы bm и nO; получаем $Ob=0{,}232$ и $mn=0{,}176$ *м³/сек*.

Характеристику $Q=f(a)$ можем построить и по рис. 11-28 и по рис. 6-7. Кривые почти совпадают.

Если колесо расположено выше нижнего бьефа на $H_{отс}$, то давление в предлопастном пространстве меньше, чем определяемое по графику $\frac{p}{\gamma}$, а именно равно разности $\frac{p}{\gamma}-H_{отс}$.

Конечно, такое рассмотрение включает в себе ряд натяжек и не учитывает некоторых явлений, например, зависимости между $\frac{p}{\gamma}$ и центробежной силой во вращающемся колесе радиально-осевой турбины, но оно наглядно увязывает как пропускные способности направителя и колеса, так и открытие с расходом.

Более строгую алгебраическую зависимость между последними выводим так.

Имеем два вида уравнения Бернулли для течения по колесу:

для абсолютных скоростей по (3-27)

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2g}+\eta_г H+h_к; \tag{6-5}$$

для относительных по (3-30)

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}-\frac{u_2^2}{2g}+h_к. \tag{6-6}$$

Здесь $h_к$ — потери в колесе. Принимаем $z_1\approx z_2$. Исключая из двух уравнений разность $\frac{p_1-p_2}{\gamma}$, получаем:

$$\frac{v_1^2}{2g}-\frac{v_2^2}{2g}+\frac{w_2^2}{2g}-\frac{w_1^2}{2g}=\eta_г H-\frac{u_1^2-u_2^2}{2g}. \tag{6-7}$$

Обозначаем через f_1 и f_2 суммы входных и выходных сечений колеса, нормальных к относительным скоростям; через

$$f_0=z_0ab \tag{6-8}$$

— сумму выходных сечений направителя, нормальных к выходной из него скорости; через F_2 — сумму выходных сечений колеса, нормальных к меридианной скорости выхода,

$$v_{мер2}=v_2\sin\alpha_2, \tag{6-9}$$

т. е. к проекции скорости на плоскость, определяемую частицей жидкости и осью колеса.

Можем написать:

$$Q=f_1w_1=f_2w_2=f_0v_0=F_2v_2\sin\alpha_2. \tag{6-10}$$

Здесь заменяем v_0 через v_1 на основании (3-16) и при $\alpha_0=\alpha_1$ (§ 3-6) получаем:

$$v_0=\frac{v_1D_1}{D_0}. \tag{6-11}$$

Тогда выражаем по (6-10) и (6-11) все скорости через расход, подставляем их в (6-7) и после преобразований получаем:

$$Q=f_2\sqrt{\frac{2g\left(\eta_г H-\frac{u_1^2-u_2^2}{2g}\right)}{1+\left[f_2^2\left(\frac{D_0^2}{f_0^2D_1^2}-\frac{1}{F_2^2\sin^2\alpha_2}-\frac{1}{f_1^2}\right)\right]}}. \tag{6-12}$$

Здесь следует иметь в виду, что величина f_1 изменяется с изменением угла α. В противном случае может создаться впечатление, что согласно (6-12) в осевых турбинах, в которых обычно скорость вращения колеса не сказывается на пропускаемом расходе, строение формулы соответствует строению формулы расхода при истечении из отверстия:

$$Q=f\sqrt{\frac{2gH}{1+\xi}}. \tag{6-13}$$

Истечение как бы происходит через выходные сечения рабочих каналов под соответствующим числителю в (6-12) напором и при соответствующем знаменателю коэффициенте сопротивления.

Формула (6-12) показывает, что регулирование реактивной турбины, в частности уменьшение ее расхода, может осуществляться такими способами:

1) уменьшением f_0, что достигается поворотом направляющих лопаток (§ 6-3) у радиально-осевых (§ 9-5) и винтовых (§ 10-3) турбин;

2) уменьшением f_0 посредством уменьшения высоты направителя у турбин со щитовым регулированием (§ 14-20) и со спускной крышкой (§ 16-10);

3) уменьшением f_2, что достигается поворотом рабочих лопастей (§ 10-5) у лопастнорегулируемых (§ 10-7) турбин;

4) одновременным уменьшением f_0 как по п. 1, так и f_2 по п. 3 у поворотнолопастных турбин (§ 10-6);

5) уменьшением рабочего напора H посредством дросселирования потока, т. е. гашения части его энергии введением сопротивлений, например частичным прикрытием затворов перед или за турбиной; при этом способе, теперь почти никогда не применяемом, часть энергии потока намеренно растрачивается.

Можем вывод несколько изменить, введя в формулу циркуляцию Г. Имеем по (3-21):

$$\Gamma=v_1\cos\alpha_1\pi D_1;$$

$$Q=v_1\sin\alpha_1F_1,$$

где F_1 — сумма входных сечений колеса, нормальных к меридианной слагающей $v_{мер1}$.

Исключая тригонометрические функции, имеем:

$$v_1^2=\frac{\Gamma^2}{\pi^2D_1^2}+\frac{Q^2}{F_1^2}. \tag{6-14}$$

При такой подстановке в формулу (6-7) ее преобразование ведет к выражению

$$Q=f_2\sqrt{\frac{2g\left(\eta_г H-\frac{u_1^2-u_2^2}{2g}-\frac{\Gamma^2}{2g\pi^2D_1^2}\right)}{1+\left[f_2^2\left(\frac{1}{F_1^2}-\frac{1}{F_1^2\sin^2\alpha_2}-\frac{1}{f_1^2}\right)\right]}}. \tag{6-15}$$

Оно показывает, что уменьшению расхода по п. 1 поворотом направляющих лопаток сопутствует увеличение циркуляции.

Формула, аналогичная нашей (6-12), но иного вида, предложена Квятковским [Л. 101]. Мы ее выводим так. Основное уравнение турбины (3-9):

$$\eta_г gH = u_1 v_1 \cos\alpha_1 - u_2 v_2 \cos\alpha_2. \qquad (6\text{-}16)$$

Выразим первый член правой части через расход и размеры выхода из направителя, второй — через те же величины для выхода из колеса.

Для связи между входом в колесо и выходом из направителя пишем уравнение нерабочего течения (3-16) в предлопастном пространстве в таком виде:

$$v_1 \cos\alpha_1 = v_0 \cos\alpha_0 \frac{D_0}{D_1}. \qquad (6\text{-}17)$$

Скорость истечения из направителя

$$v_0 = \frac{Q}{\pi D_0 b \sin\alpha_0}, \qquad (6\text{-}18)$$

откуда

$$v_1 \cos\alpha_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b \,\mathrm{tg}\,\alpha_0}. \qquad (6\text{-}19)$$

С другой стороны, из параллелограмма скоростей выхода из колеса

$$v_2 \cos\alpha_2 = u_2 - \frac{Q}{F_2 \,\mathrm{tg}\,\gamma_2}. \qquad (6\text{-}20)$$

Подстановка (6-19) и (6-20) в (6-16) дает:

$$Q = \frac{\eta_г gH + u_2^2}{\dfrac{u_1}{\pi D_1 b \,\mathrm{tg}\,\alpha_0} + \dfrac{u_2}{F_2 \,\mathrm{tg}\,\gamma_2}}. \qquad (6\text{-}21)$$

Из уравнения видно, что уменьшение расхода может быть достигнуто уменьшением величин: α_0 (соответственно п. 1 выше), b (п. 2), γ_2 (п. 3), α_0 и γ_2 (п. 4).

Из вывода этого уравнения видно, что оно является по существу основным уравнением Эйлера, которому лишь придана другая форма.

Уравнения (6-12), (6-15) и (6-21) можно называть уравнениями регулирования реактивных турбин.

6-5. ТУРБИННАЯ КАМЕРА

В рабочее колесо реактивной турбины вода поступает через окружающий его направитель. Направитель помещается в турбинную камеру, в которую подается вода или из канала (со свободной поверхностью воды в нем), или из напорного трубопровода. Если турбинная камера открыта сверху и имеет свободную соприкасающуюся с атмосферным воздухом поверхность воды, то она именуется открытой.

Маломощные низконапорные турбины часто помещаются в открытые деревянные или бетонные камеры четырехугольного в плане сечения (рис. 6-8). Доступ воды в камеру преграждается в случае ремонта плоским затвором.

Сама турбина помещается не выше нескольких метров над нижним уровнем

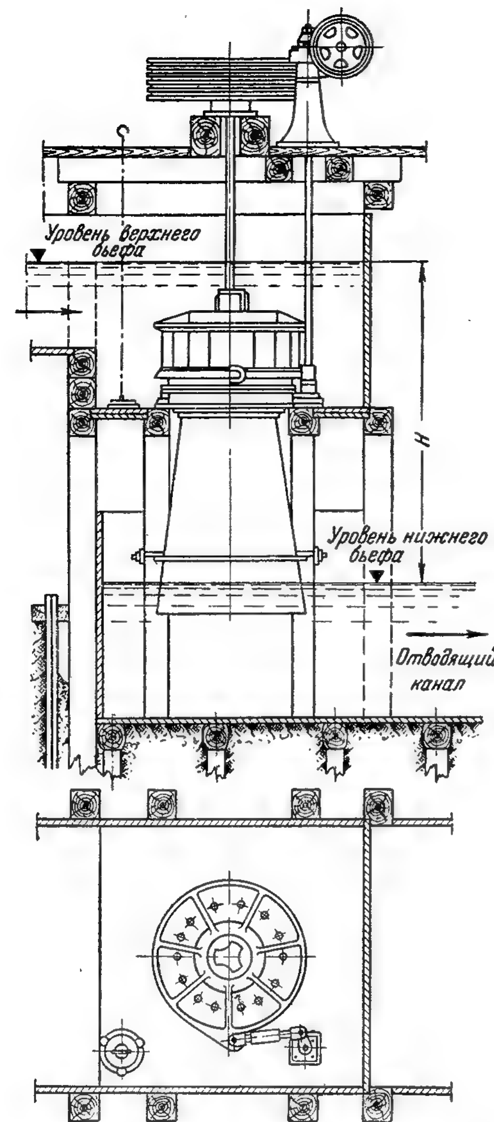


Рис. 6-8. Вертикальная открытая турбина в четырехугольной деревянной камере.

(§ 8-10). Следовательно, глубина открытой камеры растет с напором. При больших напорах сооружение очень глубокой камеры было бы недопустимо дорогим. Поэтому открытых камер при напорах свыше 10 *м* не строят и часто уже при меньших напорах предпочитают камеры закрытые. Такие камеры прежде иногда исполнялись в виде цилиндрических кожухов с горизонтальной или вертикальной осью (рис. 6-9,*а*). Однако в таких симметричных относительно оси турбины камерах течение получается очень неправильным, так как направляющие лопатки нерадиальны и поступающие из трубопровода с одной стороны направителя струйки должны изменять на-

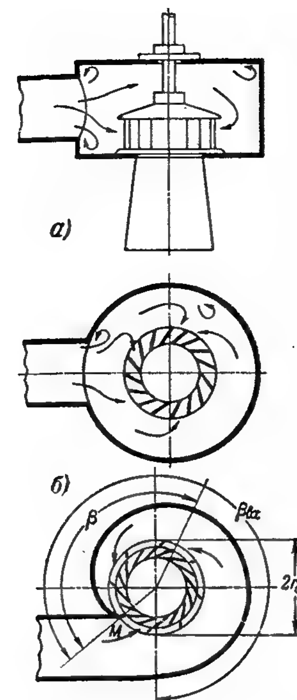


Рис. 6-9. Течение в камерах—цилиндрической и спиральной.

правление своей скорости почти на обратное, что связано с вихрями и потерями. Потери еще больше в открытой прямоугольной камере, где течение мимо ее углов также вызывает образование вихрей. Потери можно уменьшить, если увеличить размеры камеры и уменьшить в них скорость. Течение гораздо правильнее, скорости почти не меняются, исключаются вихри и сокращаются потери в камерах спиральной формы.

6-6. СПИРАЛЬНАЯ КАМЕРА (УЛИТКА)

Спиральная камера представляет собой трубу суживающегося сечения, охватывающую направитель по всей его окружности или лишь по ее части (рис. 6-9,*б*). Труба со стороны направителя имеет продольный прорез с шириной, равной высоте b направителя, через который он и питается. Сужение трубы соответствует снижению расхода в трубе в соответствии с постепенным, желательно равномерным по окружности питанием направителя водой. Наружное очертание трубы тогда оказывается по спиральной линии, и вся камера принимает форму раковины улитки (рис. 6-10), почему она и может кратко называться улиткой. Турбина с такой камерой называется спиральной.

Поперечные (радиальные) сечения улитки могут быть рассчитаны при разных предположениях. Наиболее простое из них — постоянство скорости $v_к$ во всей камере как в пределах каждого из ее сечений, так и по всей ее длине. Применяя для скорости обычную формулу

$$v_к = V_к \sqrt{2gH}, \qquad (6\text{-}22)$$

практически берут коэффициент скорости $V_к$ в пределах 0,13—0,25, причем чем больше напор, тем меньше коэффициент. В этом отношении расчет улитки аналогичен экономическому расчету напорного трубопровода, который также приводит к снижению коэффициен-

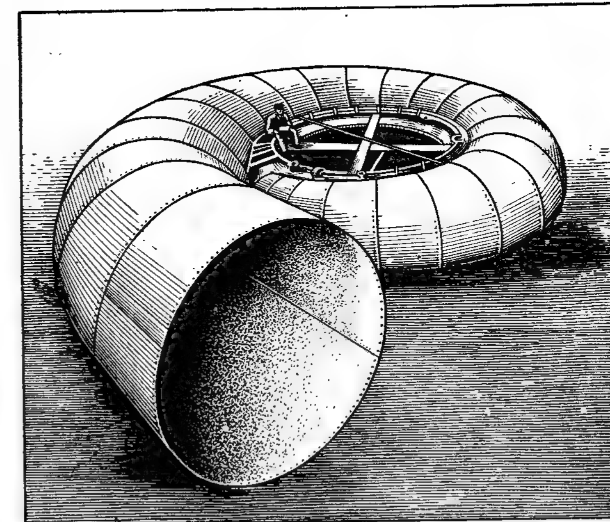


Рис. 6-10. Спиральная камера круглого сечения.

та скорости с ростом напора и примерно по нашей формуле [Л. 271]

$$V = \frac{\alpha}{\sqrt[4]{H}}, \qquad (6\text{-}23)$$

где для стальных трубопроводов $\alpha \approx 0{,}3$, для деревянных $\alpha \approx 0{,}2$, а сам коэффициент оказывается в пределах 0,07—0,15.

При расчете улиток наиболее употребительны значения $V_к \approx 0{,}17 \div 0{,}22$. Значение 0,25 пригодно для очень крупных турбин при самых малых напорах.

ЛМЗ рекомендует брать $v_к$ в зависимости от H по указываемой им [Л. 229, рис. 2-4] кривой; эта кривая, по нашему подбору, соответствует выражению

$$V_к = \frac{0{,}34}{\sqrt[6]{H}}.$$

Часто формула (6-22) дается в таком виде:

$$v_к = K_к \sqrt{H};$$

очевидно, $K_к = 4{,}43\ V_к$; мы предпочитаем формулу (6-22), так как коэффициент скорости вида $V_к$ гораздо общее ее характеризует, чем вида $K_к$ (§ 4-1).

Допускаемая в трубопроводе скорость, как видно, обычно меньше, чем в улитке. Поэтому между трубопроводом и входом в улитку часто помещается суживающийся конический патрубок. Чтобы затвор перед турбиной был легче, его помещают между таким патрубком и улиткой.

Скорости в направляющих каналах еще больше, чем в улитке. Таким образом, вода, приближаясь к колесу по суживающимся полостям, постепенно увеличивает свою скорость. Отходя от него, она свою скорость уменьшает. Так как потери в суживающихся каналах вообще меньше, чем в расширяющихся, то потери подвода воды к турбине вообще меньше потерь отвода.

Потеря энергии в улитке может быть выражена как

$$h_{к}=\zeta_{к}\frac{v_{к}^{2}}{2g}.$$

По опытам 1953 г. Д. С. Вылкова в МВТУ в воздухе над моделью с колесом диаметра 32 *см* $\zeta=0{,}13\div0{,}25$. Разделив обе части выражения на H, получаем относительную потерю:

$$\xi_{к}=\zeta_{к}\,v_{к}^{2}.$$

При указанных пределах значений обоих множителей получаем пределы потери в улитке порядка 0,3—1,5% рабочего напора турбины.

Имеются указания, что спиральные камеры обычных теперь размеров снижают оптимальный к. п. д. турбины против просторной открытой прямоугольной камеры на 0,5—1%, предельную мощность при диаметрах турбины 2,5—3 *м* — на 3—5%; это снижение при особо больших диаметрах незаметно.

Подробнее о расчете последовательно уменьшающихся сечений улитки см. § 6-8. Характер потока в улитке опытно исследовали Бауман [Л. 14], а затем в лаборатории МИСИ Губин, Михайлов и Митюрев.

Вообще нельзя рассматривать работу улитки и направителя раздельно; наоборот, для хорошей работы турбины эти два элемента должны быть согласованы между собой. Хорошо с некоторым направителем работающая улитка может испортить работу другого направителя. Поэтому правильнее и потери относить к комбинации этих обоих органов, а не к каждому в отдельности.

Иногда и открытым камерам малых вертикальных турбин придается в плане спиральное очертание, и вот по каким соображениям.

Неправильное течение вызывает в открытой четырехугольной камере подвижные вертикальные вихри воды. Через образующиеся внутри них воронки струи воздуха попадают с водой в направляющие каналы, особенно если они недостаточно глубоко погружены под свободный уровень. С этим борются, спуская или легкий щит, плавающий на этой поверхности, или тяжелый щит, погруженный под эту поверхность и подвешенный на тросах.

Придание стенкам камеры спирального очертания или хотя бы закрытие ее углов плоскостями (рис. 6-11)

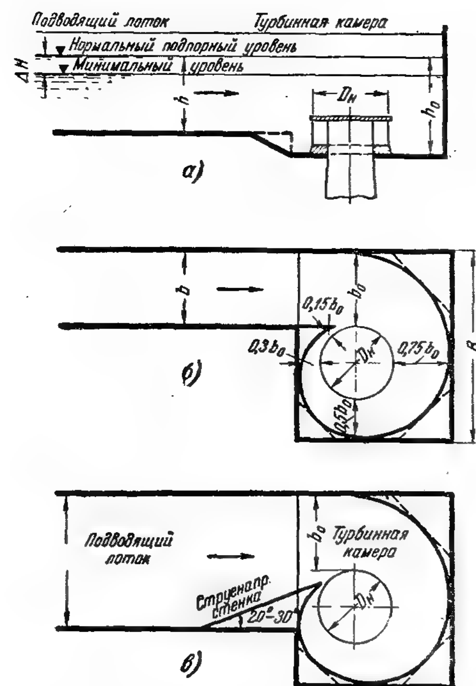


Рис. 6-11. Открытые камеры—спиральная и многоугольная.

препятствует образованию мелких вихрей и засосу воздуха [Л. 154]. Тогда может образоваться вихрь единственный, больший, но устойчиво расположенный около вертикального вала. Он менее опасен, чем блуждающие мелкие вихри, так как расстояние от его оси до входа в направляющие каналы довольно велико. Спиральная открытая камера может иметь меньшие габариты, чем такая же прямоугольная.

По исследованиям 1938 г. А. Х. Халпахчана в лаборатории МИСИ для образования воронок необходимы: 1) достаточно малое погружение отверстия под уровень и 2) срывы вихрей с выступов стенок камеры и других предметов, погруженных в камеру и пересекающих свободную поверхность воды в ней. Основным средством борьбы является исключение таких выступов. Если все же они имеются и образуются вихри, то для уничтожения последних следует искусственно вызывать вихри обратного знака. С этой целью к стенке камеры прикрепляется на вертикальной оси поворотный экран, пересекающий свободную поверхность. При некотором его повороте вихри взаимно гасятся и воронки исчезают.

6-7. МАТЕРИАЛ УЛИТКИ И ФОРМА ЕЕ РАДИАЛЬНЫХ СЕЧЕНИЙ

Чем больше напор, тем больше силы, стремящиеся разорвать стенки улитки, тем крепче должен быть их материал. При переходе от наибольших напоров (например, 300 *м*) к меньшим изменяют материал и изготовление улитки в таком порядке:

литая стальная;

сварная из стальных листов (прежде — часто клепаная) по рис. 6-10;

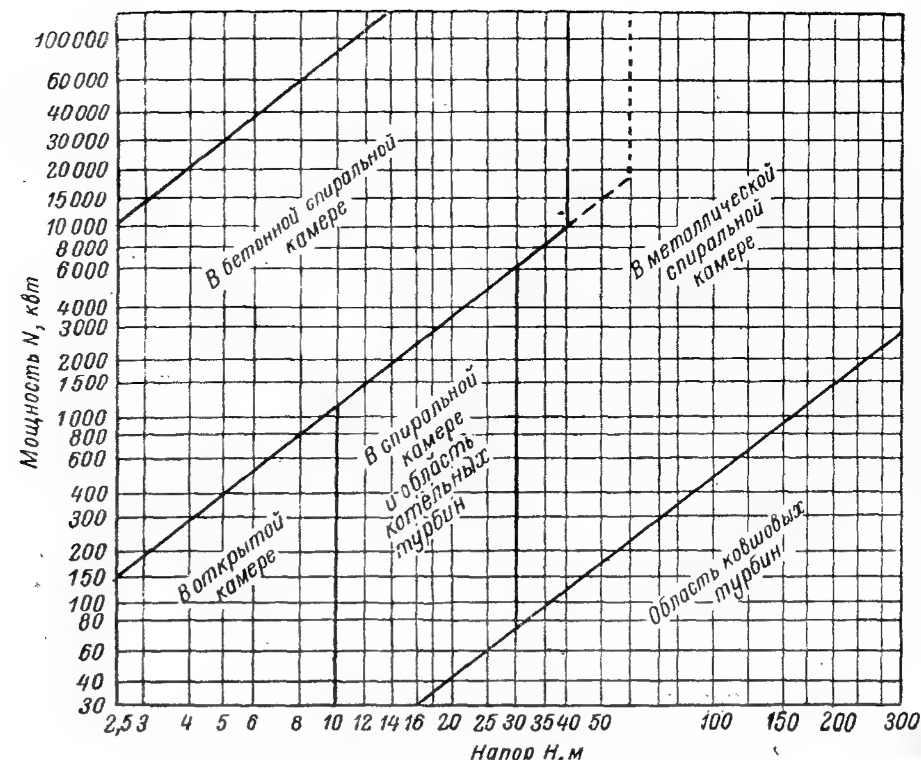


Рис. 6-12. Области применения турбинных камер разных видов.

литая чугунная — у малых турбин;

бетонная (со стальной арматурой) — у крупных.

Области применения разных видов улиток в зависимости от напора и мощности указаны на рис. 6-12. В области металлических улиток чугунные литые уместны у всех малых и средних турбин мощностью до 700—1 500 *квт*, стальные литые — при напорах, бóльших 40—100 *м*.

Металлические улитки, работая при больших напорах, должны выдерживать большое внутреннее давление. Материал трубы используется лучше всего при круглом ее сечении, будучи тогда равномерно напряженным. Поэтому металлические улитки, являющиеся по существу согнутыми сужающимися трубами, за редкими исключениями, всегда выполняются круглыми почти на всем своем протяжении. Лишь перед их концом, где сечение мало, им придают эллипсоидальную форму, так как иначе было бы трудно соединить направитель большой высоты с кругом малого диаметра.

Бетонные улитки получают всегда иное, а именно трапецеидальное сечение. При малых давлениях выгодность круглого сечения отпадает, опалубка ограниченного прямыми сечения проще, чем круглого, кроме того, такое сечение позволяет вытягивать свои размеры вдоль оси турбины по желанию вверх или вниз и сокращать их по радиусу, сохраняя тем не менее прежними и площадь сечения и скорость в нем (рис. 6-13). Сокращение радиальных размеров улитки имеет большое значение для уменьшения площади, занимаемой крупной современной вертикальной турбиной, что способствует уменьшению объема и удешевлению здания станции, наконец для укорочения фронта здания (его длины поперек русла) при установке в нем нескольких агрегатов.

Трапецеидальное сечение улитки с наружной стороны имеет всегда линейчатое очертание с образующими, параллельными оси турбины. Оно бывает удлинено по сравнению с высотой направителя вдоль этой оси в обе стороны или в одну (рис. 6-14). Будучи удлинено в обе стороны, оно имеет форму, схожую с сечением тавровой балки, почему такое сечение теперь по нашему предложению [Л. 258] называется тавровым. Направление удлинения (полки) у вертикальных турбин должно сообразоваться с расположением других частей агрегата: направление его только вниз (приспущенная полутавровая улитка)

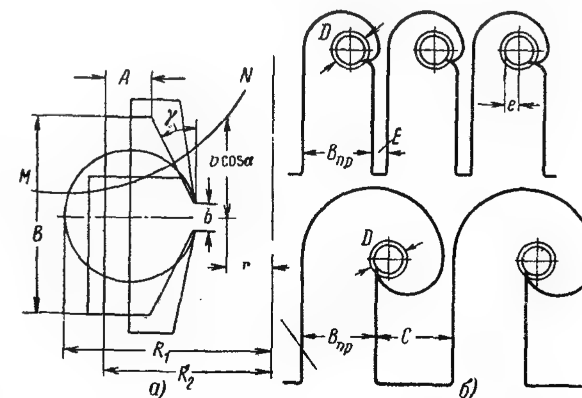


Рис. 6-13. Сравнение места, занимаемого улитками. *а* — круглыми и тавровыми; *б* — полными и неполными.

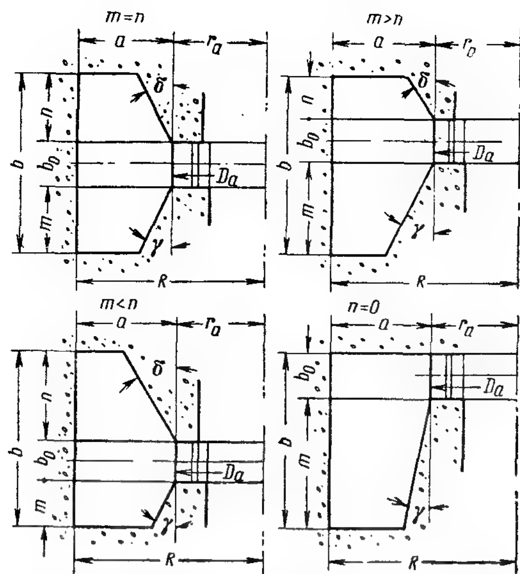


Рис. 6-14. Современные виды радиальных сечений тавровых улиток.

иногда стесняет низкую отсасывающую трубу (§ 7-9); направление его только вверх (приподнятая полутавровая улитка) затрудняет расположение сервомоторов в стенках шахты турбины (§ 14-4 и 10-9). Тогда приходится их помещать на улитке выше регулирующего кольца и вводить передачу к нему в виде регулирующего вала или применять сервомоторные цилиндры с дуговыми осями (в виде частей тора), прикрепляемые к крышке турбины (§ 14-4); таким сервомоторам приподнятая улитка не мешает.

Из многих исследований известно, что в горле улитки скорости около стенок горла больше, чем в его середине. Это распределение скоростей сохраняется и на выходе из направителя и на подходе к колесу, что имеет своим следствием разнообразие углов атаки (§ 3-10) при натекании струй на лопасть и отклонение этих углов от оптимальных (наиболее выгодных).

Такое распределение скоростей в горле объясняется скруглением стенок улитки при подходе к горлу: центробежная сила повышает в середине горла давление и, следовательно, понижает скорость; то же может быть объяснено законом постоянства момента скорости (§ 3-6).

И. Е. Михайлов опытно нашел в 1955 г. в лаборатории МИСИ, что у крыловых турбин к. п. д. больше, если полка таврового сечения отнесена вверх ($m=0$ на рис. 6-14), и меньше при обратном расположении полки.

Раз закругление имеется только сверху, то и скорость повышается только у верхней стенки горла. Входя в предлопастное пространство, поток повышает скорость в другой своей части — у закругления при переходе из направителя в колесную камеру. Следовательно, выравниваются и скорости при подходе к лопасти и углы атаки, что благоприятно.

При закруглении снизу (рис. 6-14, $n=0$) скорости и здесь и при входе в колесную камеру повышаются у одних и тех же струек и неравномерность распределения скоростей перед лопастью повышается, что неблагоприятно.

Сечение улитки к ее концу суживается в соответствии с уменьшающимся расходом. Ряд таких круглых (а в конце сплюснутых, эллипсоидальных) сечений, совмещенных на одном чертеже, изображен на рис. 6-15,*а*.

Тавровые сечения также к концу уменьшаются, следуя некоторому принятому закону изменения своих очертаний. Так, на рис. 6-15,*б* принят закон, по которому наружные углы сечений лежат на прямых, исходящих из верхних и нижних точек колец направителя (или статорного кольца, § 6-10). Этому закону соответствуют постепенное снижение потолка и повышение пола улитки. Тот и другой могут быть и плоскими, сохраняя при вертикальной турбине одну и ту же отметку.

Довольно употребительные относительные размеры тавровых сечений (рис. 6-14) по данным ЛМЗ таковы: при n или m, равном нулю, $\frac{b}{a}$ берется в пределах 1,5—1,85. При m и n, не равных нулю, бо́льшую из величин $\frac{b-n}{a}$ и $\frac{b-m}{a}$ принимают в пределах 1,2—1,85; тогда $\frac{b}{a}$ должно быть не более 2,2. Угол δ берется 20—35°, чаще 30°. При $m \leqslant n$ угол γ берется 20—35°, при $m>n$ 10—20°, при $n=0$ 10—15°.

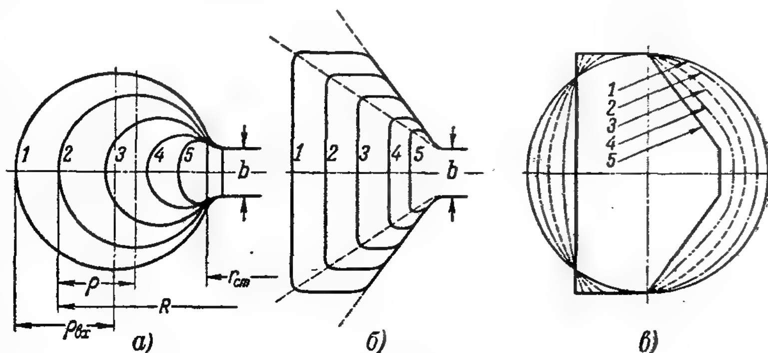


Рис. 6-15. Переходные сечения.
а — улитки круглой; *б* — улитки тавровой; *в* — от трубопровода к улитке.

Наибольший напор, при котором еще применимы бетонные улитки (близкий к 50 *м*), определяется экономическим расчетом: при излишне большом напоре требуется настолько сильная арматура улитки, что дешевле принять металлическую улитку; кроме того, большое насыщение бетона арматурой может сказаться невыполнимым.

При больших напорах подвод воды к бетонной улитке осуществляется железобетонным трубопроводом прямоугольного сечения или стальным — круглого. В последнем случае постепенный переход сечения от круглого к тавровому производится примерно по рис. 6-15,*в*.

6-8. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЙ УЛИТКИ ПО ЗАКОНУ ПОСТОЯНСТВА МОМЕНТА СКОРОСТИ

Течение в улитке является нерабочим, так как вода при этом не отдает своей энергии. Следовательно, в предположении отсутствия в улитке потерь течение в ней должно было бы происходить по закону постоянства момента скорости (3-16) или постоянства циркуляции (3-21):

$$rv \cos \alpha = \text{const} \qquad (6\text{-}24)$$

или при постоянстве угла α по формуле

$$rv = \text{const} = k. \qquad (6\text{-}25)$$

Тогда скорости в сечении распределяются по некоторой равносторонней гиперболе MN (рис. 6-13,*а*); ближе к оси они больше. Средняя скорость зависит от формы сечения. По мере сужения улитки к ее концу средняя скорость возрастает, так как от сечения отрезаются его удаленные от оси участки с меньшими скоростями.

Для круглого сечения улитки можно вывести формулу, определяющую его радиус ρ (рис. 6-15), в зависимости от соответствующего ему угла охвата β (рис. 6-9). Соответствующие рассуждения (например, [Л. 228]) приводят к таким формулам:

Искомый переменный радиус сечения

$$\rho = \frac{\beta}{C} + \sqrt{2r_{ст}\frac{\beta}{C}}. \qquad (6\text{-}25)$$

Здесь постоянная

$$C = \frac{\beta_{вх}}{r_{ст} + \rho_{вх} - \sqrt{r_{ст}(r_{ст} + 2\rho_{вх})}}. \qquad (6\text{-}27)$$

Радиус входного сечения

$$\rho_{вх} = \sqrt{Q\frac{\beta_{вх}}{360}\cdot\frac{1}{v_{вх}}\cdot\frac{1}{\pi}}. \qquad (6\text{-}28)$$

При расчете являются известными: угол охвата улитки $\beta_{вх}$ (315—345°); предельный расход Q; средняя скорость входа в улитку $v_{вх}$, определяемая (§ 6-6) по напору и коэффициенту $V_к$ (0,15—0,18), радиус входных кромок колонок статорного кольца $r_{ст}$ (больше радиуса колеса на 50—70%). По (6-28) определяется радиус входного сечения $\rho_{вх}$, по (6-27) — постоянная C, по (6-26) — переменный радиус сечения. C связано с постоянной k:

$$k = \frac{CQ}{720\pi}. \qquad (6\text{-}29)$$

Переменный габаритный радиус улитки

$$R_k = r_{ст} + 2\rho; \qquad (6\text{-}30)$$

по нему и вычерчивается план улитки.

Для тавровых сечений аналогичные расчетные формулы выводятся с трудом (например, [Л. 56 и 7]), и обычно предпочитают при расчете тавровых сечений применять графические методы. Один из них нами предложен был в 1927 г. [Л. 258]; он получил довольно большое распространение. Имеется и другой вариант такого способа [Л. 229 и 99].

Однако простой расчет сечений улиток по постоянной в них скорости и более сложный расчет по постоянству скоростных моментов приводят к очень близким формам. При принятом равенстве входных сечений очертания улиток в плане в обоих случаях по их длине почти совпадают. Лишь ближе к зубу улитка, рассчитанная по постоянной скорости, оказывается немного более просторной, что надо считать благоприятным.

Наконец, есть вариант расчета, когда средняя скорость в сечении принимается постепенно убывающей от входа к зубу и доходящей у последнего до 60—80% входной. Мы полагаем, что в этом варианте направитель должен питаться вдоль по углу охвата более равномерно, так как при таком течении потеря давления вдоль по улитке из-за гидравлических потерь возмещается переходом в энергию давления части кинетической энергии.

Вода поступает в улитку из трубопровода или подводящей камеры с некоторым распределением скоростей по сечению. Улитка стремится преобразовать это распределение соответственно закону постоянства момента скорости. Как показали опыты Баумана в ВИГМ [Л. 14] и Выткова в МВТУ [Л. 42], это преобразование происходит иногда в начале улитки, а иногда лишь во второй ее половине.

Можно считать допустимым не гнаться за излишней точностью и производить расчет сечений по скорости постоянной и вдоль улитки и в пределах каждого ее сечения. Опыты последнего времени [Л. 62] показывают, что такая улитка иногда даже несколько повы-

шает к. п. д. турбины при больших открытиях по сравнению с улиткой, рассчитанной по постоянству скоростного момента.

Делались предложения [Л. 153 и 258] определять форму полости улитки в соответствии с такими аналитически определяемыми очертаниями ее стенок, которые соответствуют некоторым видам потенциального, т. е. безвихревого, течения невязкой жидкости. Однако такие предложения не имели успеха, так как использование при расчетах известных простейших потенциальных течений приводило к практически неудобным (с большими габаритами) улиткам.

Об уместности вообще в практике определения очертаний проточных частей в гидромашинах применительно к потенциальному течению см. § 7-10.

Очень подробные данные по расчету и размерам улиток на базе опыта ЛМЗ приведены в [Л. 229].

6-9. ПОЛНЫЕ И НЕПОЛНЫЕ УЛИТКИ

Направители высоконапорных турбин охватываются круглыми улитками почти по всей окружности. У таких улиток угол охвата $\beta_{вх}$ (рис. 6-9,*б*) близок к 360°, и они тогда называются полными. Ширина улитки в плане приблизительно определяется суммой радиальных размеров двух сечений при углах охвата 0 и 180° и диаметра расположения ближайших к оси турбины точек этих сечений. При больших напорах расходы и диаметры колес невелики, скорости в улитке большие, вся названная ширина невелика и турбина занимает относительно мало места.

Другое дело при крупных низконапорных турбинах, где размеры огромны и экономия места имеет большое значение, очень сильно уменьшая фронт машинного здания и удешевляя строительную стоимость гидростанции.

Здесь применяются улитки неполные (рис. 6-16), охватывающие направитель лишь на части $\beta_{вх}$ его окружности, меньшей 360°, и значительная часть направителя питается напрямик из короткого прямоугольного сечения трубопровода, именуемого подводящей камерой. На рис. 6-13,*б* схематически изображены планы нескольких соседних вертикальных турбин с полными и неполными улитками. Из сравнения двух схем видно, что хотя в обоих случаях ширина подводящей камеры одинакова, тем не менее фронт здания, приходящийся на один агрегат, уменьшается на разность размеров *C* и *E*, что значительно сокращает строительные расходы.

Этому удешевлению сопутствует некоторое ухудшение подвода воды к направителю около зуба (иначе, носика, языка) улитки *M* (рис. 6-16). Здесь струи воды должны круто изменять свое направление, что влечет за собой некоторые потери и уменьшает равномерность питания направителя по его окружности, с чем приходится отчасти мириться, отчасти бороться (§ 6-10).

До последнего времени угол охвата $\beta_{вх}$ у таких камер принимался 180—225°. Теперь по ряду соображений (желательность совпадения в плане оси подводящей камеры с осью турбины, т. е. уничтожение эксцентриситета *e* на рис. 6-16,*а*, облегчение размещения в блоке турбины сбросных для паводковых вод каналов (§ 10-21), угол охвата иногда значительно, например до 120—140°, уменьшается, что ведет к схеме по рис. 6-16,*б*. Однако лабораторные опыты в ЛПИ и на ЛМЗ показали, что снижение угла охвата со 180 до 135° приводит при расходах 50—100% наибольшего к снижению к. п. д. турбины на 0,5—1,0%. Проработки же Ленгидэпа показали, что наименьшее расстояние между осями агрегатов (длина фронта блока) получается при угле охвата 180°, что в общем и видно на рис. 6-16.

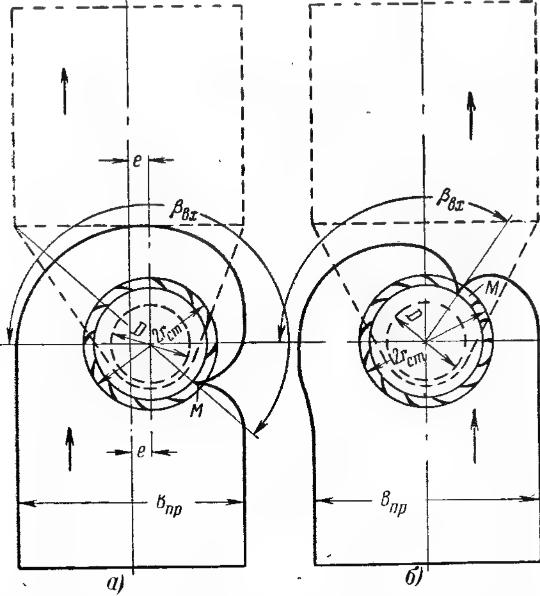


Рис. 6-16. Неполные улитки с большим и малым углами охвата.

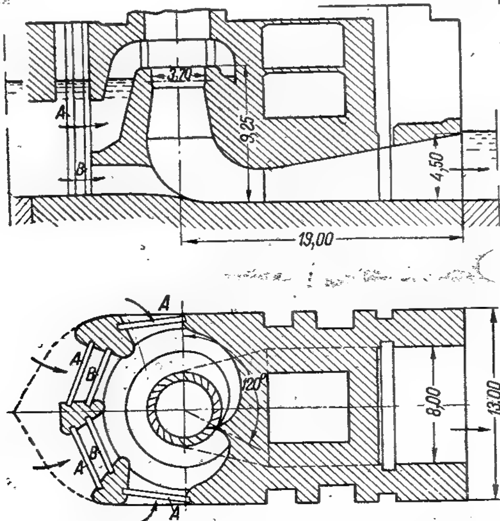


Рис. 6-17. Улитка при помещении турбины в бычке.

Особые формы принимает улитка, объединяясь с подводящей камерой при помещении вертикальной турбины в бычок между двумя водосбросными отверстиями плотины (рис. 6-17). На схеме указана неполная, почти симметричная улитка с сифонным (§ 9-5) питанием турбины, позволяющим обходиться без щитов и иметь высокую отсасывающую трубу (§ 10-12), притом не заглубляя излишне основания бычка.

6-10. СТАТОР СПИРАЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Стенки круглых металлических улиток должны были бы работать, как и в трубах, только на разрыв. Однако здесь труба улитки имеет продольную прорезь для выпуска воды в направитель. Стенка, имея такой разрыв, принуждена была бы изгибаться, тем более что через нее передавалось бы усилие давления воды и на крышку турбины, если бы работа вырезанной ее части не заменялась работой особых связей, помещенных на место этой части.

У маломощных (до нескольких сотен

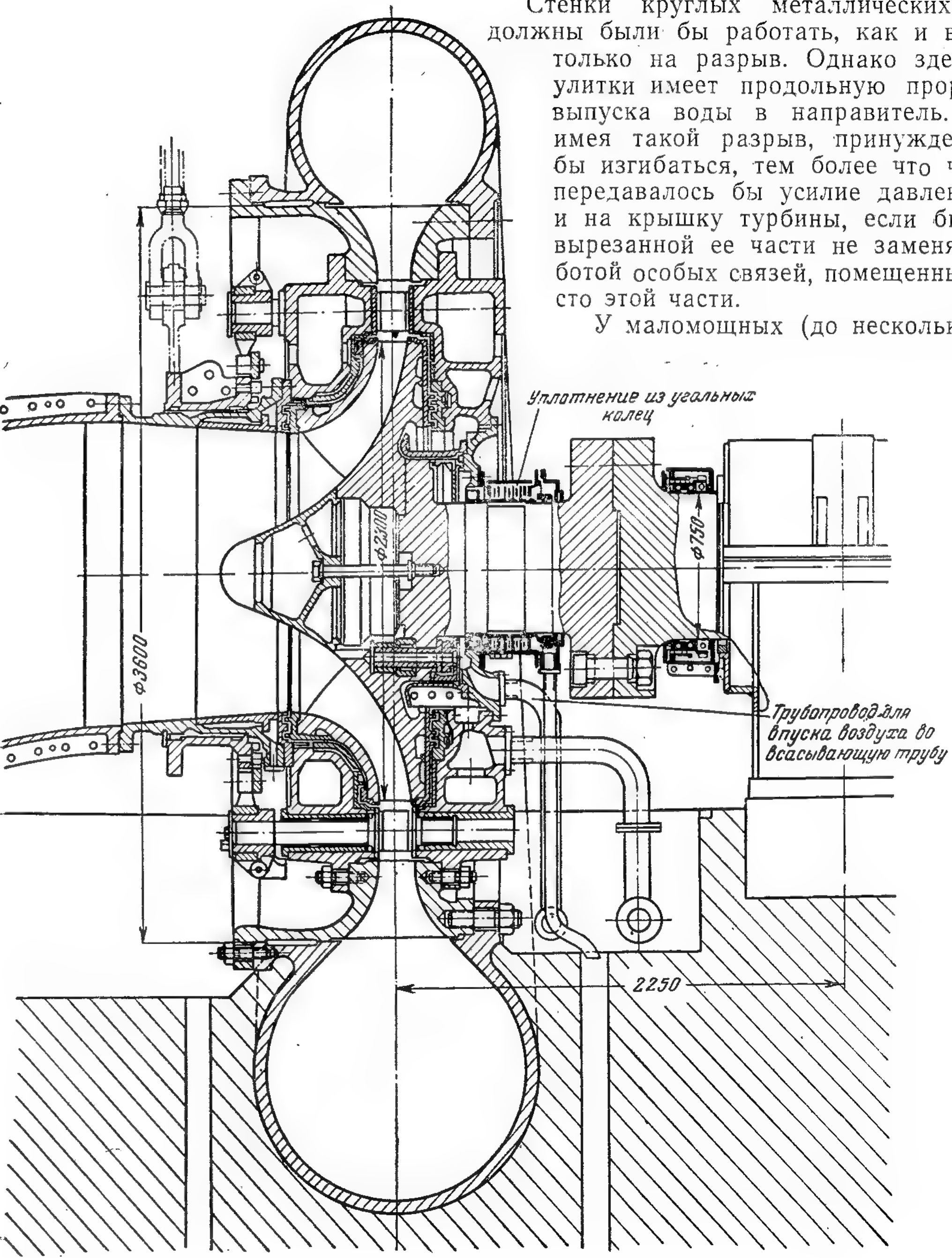


Рис. 6-18. Тихоходная горизонтальная радиально-осевая турбина.

киловатт) турбин такими работающими на разрыв связями являются или болты, или залитые в чугун связи, помещаемые перед входом в направитель и скрепляющие две щеки литой улитки. У более мощных спиральных турбин эти связи иногда отливаются заодно с улиткой, получая тогда удобнообтекаемый профиль лопатки; иногда (рис. 6-18) между литой улиткой и направителем помещается особое литое кольцо из двух щек с такими же лопатками между ними. На меньшем радиусе такое кольцо приболчивается к крышке и к колесной камере турбины, на большем — к щекам улитки. Если улитка листовая (рис. 6-2), такое литое кольцо приклепывается или приваривается к щекам улитки.

У вертикальных низконапорных турбин на бетонные улитки опираются верхний бетонный массив (§ 10-9), несущий и нагруженный (§ 9-8) подпятник агрегата и статор генератора. Здесь улитка стремится сплющиться, а не разорваться. Следовательно, связи здесь должны работать не на разрыв, а, как колонки, на сжатие. Эти колонки распирают два залитых в бетон кольца, нижнее и верхнее, а у самых крупных турбин (рис. 6-19) даже и не объединяются такими кольцами, а каждая получает вверху и внизу для связи своей с бетоном по заливаемому в него башмаку.

У неполных улиток некоторые колонки, расположенные вблизи зуба, получают серповидное поперечное сечение для удобного их обтекания круто изогнутым потоком (рис. 6-16,*б*).

И стяжные болты и распорные колонки, несомненно, вводят некоторое сопротивление в поток, почему число их назначается возможно меньшим (например, вдвое меньшим числа направляющих лопаток), а сами они располагаются так, чтобы служить меньшей помехой течению, т. е. не против направляющих каналов, а против направляющих лопаток в каком-то среднем их положении. По исследованиям Баумана в ВИГМ [Л. 14] связи (или колонки) круглого сечения ощутимо снижают к. п. д. турбины по сравнению с сечениями удобообтекаемыми. Зуб улитки, изготовляемый (и у бетонной улитки) из металла, заменяет одну из стяжек или колонок .

Стяжки и колонки вместе с их опорными кольцами в обычае теперь называть статорами турбины; в [Л. 223] рекомендуется термин «статорное кольцо».

В общем улитка и направитель создают закрутку потока, а рабочее колесо раскручивает его [иначе, изменяет его циркуляцию (§ 3-9)], в результате чего и создается взаимодействующий между ними момент, так же как аналогичный момент создается между статором

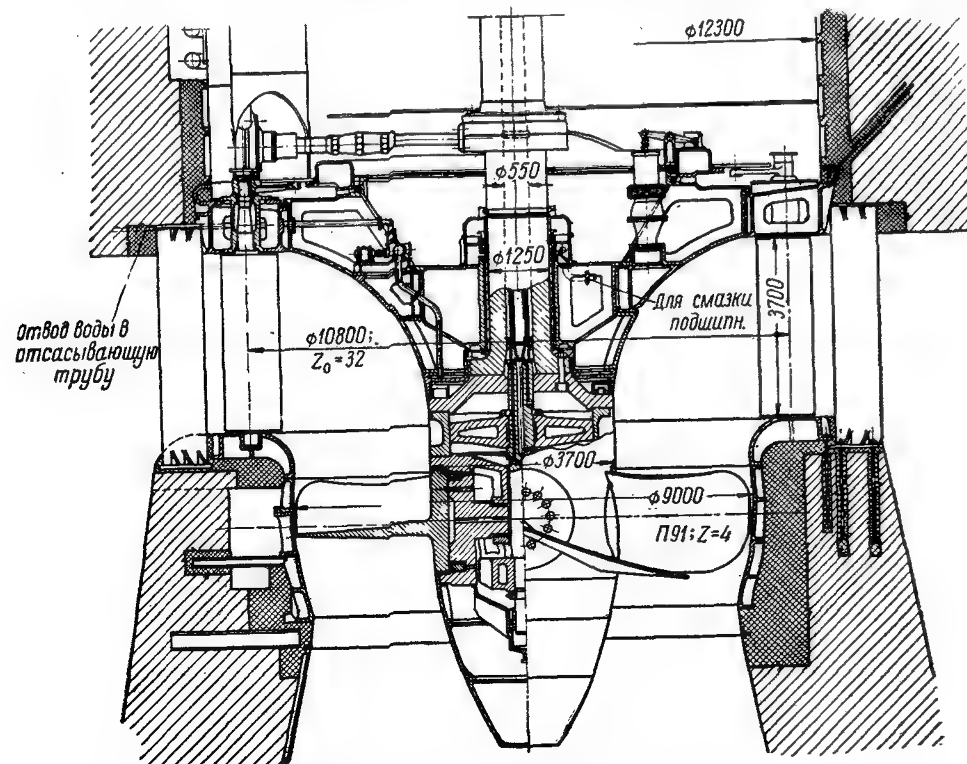


Рис. 6-19. Крупная поворотнолопастная вертикальная турбина (П-91-ВБ-900).

и ротором электрической машины. С этой точки зрения статором турбины является улитка вместе с направителем и присваивать термин статор, имеющему совершенно другое назначение набору колонок с их опорными кольцами мы считаем неправильным. Также считаем неправильным называть колонки ребрами, так как вообще в технике ребром называется не одиночная деталь, а деталь, прикрепленная к стенке в виде какого-то выступа.

Если турбина имеет входной диаметр D, то оси направляющих лопаток располагаются на диаметре, равном $(1{,}16\div1{,}20)D$, а входные кромки статорных колонок — на диаметре, равном $(1{,}6\div1{,}7)D$ (рис. 6-16). Соответствующие множители тем меньше, чем больше D.

6-11. ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ И РАЗМЕРОВ УЛИТОК НА ДЛИНУ ФРОНТА МАШИННОГО ЗДАНИЯ

Для удешевления строительных работ по машинному зданию является существенно важным возможное укорочение фронта (длины поперек реки) каждого гидроагрегатного блока, а следовательно, и всего здания. На низконапорных гидростанциях этот фронт определяется иногда размерами генератора, а чаще — размерами в плане спиральной камеры — улитки.

Кафедра использования водной энергии МИСИ поставила перед собой задачу выяснить, нельзя ли уменьшить обычные (§ 6-7) размеры неполных улиток у поворотнолопастных турбин и притом без снижения к. п. д. последних.

Сотрудники кафедры Ф. Ф. Губин, Е. И. Михайлов и Е. Л. Митюрев в 1957—1959 гг. испытали при $\beta_{зв}=180°$ турбину диаметром 0,18 *м* при очень большом числе вариантов улитки [Л. 309]. При этом они, во-первых, увеличивали отношение $\frac{b}{a}$ у приспущенной вниз полутавровой улитки (рис. 6-14) справа внизу, сохраняя прежнюю площадь сечения. Этим уменьшался размер R и, следовательно, все размеры улитки в плане. Во-вторых, в другой серии опытов они повышали скорость протекания по улитке; этим уменьшались ее сечения и опять-таки ее размеры в плане.

В первом направлении авторы пришли к заключению, что является безопасным (в отношении к. п. д.) увеличивать $\frac{b}{a}$ с 1,5—1,85 (§ 6-7) до 2,6; такое повышение отношения уменьшает определяемый улиткой фронт блока примерно на 10% диаметра рабочего колеса.

Изучая опытно течение по улитке и условия обтекания колонок статора, они пришли к заключению, что потери в ней в значительной степени вызываются ударом струй об обтекаемые колонки (лопатки) статора (рис. 6-16). Именно если здесь скорость подхода направлена вдоль боковых поверхностей лопаток около их входных ребер, то потери входа в статор малы; если же натекание на эти поверхности происходит под некоторым углом атаки, то здесь происходит внезапный поворот струи, что увеличивает потери.

По второму направлению их работы авторы опытно пришли к заключению, что можно значительно повышать коэффициент скорости $V_к$ протекания по улитке (например, на 40—50% против указанных в § 6-7 значений) без ущерба для к. п. д. турбины, если только указанный угол атаки будет близок к нулю. При таком повышении скорости фронт блока уменьшается на 20—30% диаметра колеса.

Авторы предлагают такой способ определения размеров улитки. Будем отсчитывать угол β расположения некоторого радиального сечения улитки от ее зуба навстречу течению. Обозначим через r_a радиус окружности, на которой лежат входные кромки колонок статора. Обозначим через α угол между желательной скоростью подтока воды к этим кромкам и касательной к окружности радиусом r_a. Зададимся зависимостью $\alpha=f(\beta)$, т. е., следовательно, придадим входным элементам свое у каждой колонки статора направление; угол α в пределах для β—180° может быть и довольно постоянным, например около 40°. Тогда подберем наружное очертание улитки в плане так, чтобы углы атаки у всех колонок равнялись нулю. Это очертание определяется расстоянием R от оси турбины до внешней боковой стенки рассматриваемого сечения улитки.

Авторы, ссылаясь на [Л. 309], для определения R предложили довольно сложную формулу вида:

$$R=f(\beta\,\mathrm{tg}\,\alpha, b_0, b, r_a, \mathrm{tg}\,\gamma).$$

Здесь величины β и α указаны были выше; остальные видны на рис. 6-14 справа внизу. Размер a сечения определяется, очевидно, как разность $R-r_a$. Размер b при входе в улитку определяется по расходу и по выбранным значениям $v_к$ и $\frac{b}{a}$, тот же размер при текущем угле β — по принятой схеме перестройки сечения (рис. 6-15,*б*). Угол γ у опытных моделей равнялся 15°.

6-12. ОДНОЛОПАТОЧНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

К рабочему колесу турбины поток должен подводиться закрученным, т. е. имеющим циркуляцию (§ 3-9). Эту закрутку создает главным образом многолопаточный направитель, однако поток несколько закручивается и до него — в спиральной камере. Спиральная турбина может работать и без направителя; при

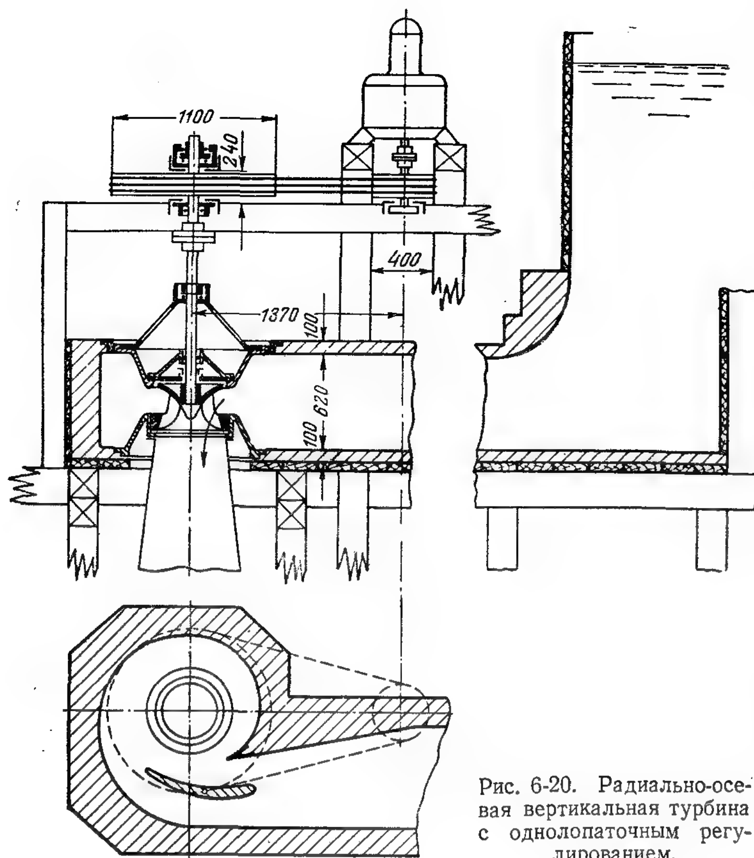


Рис. 6-20. Радиально-осевая вертикальная турбина с однолопаточным регулированием.

этом скорости в улитке и ее сечения должны быть сообразованы с нужной перед колесом циркуляцией. Однако тогда конструкцию надо дополнить органом, регулирующим расход турбины. Такой орган предлагается в виде одной крупной поворотной лопатки, помещаемой во входном патрубке улитки. Здесь имеются два варианта.

Один из них предложил около 1925 г. австриец М. Рейфенштейн. Он помещает ось поворота лопатки около ее середины и около середины сечения патрубка (рис. 6-20—по проекту А. С. Воеводского). При наибольшем открытии лопатка располагается вдоль течения; при удобообтекаемой форме она создает лишь небольшое сопротивление. При ее повороте два проходных около нее отверстия уменьшаются и турбина регулируется как бы уменьшением f_0 в выражении (6-12) или $\operatorname{tg}\alpha_0$ в (6-21). При полном закрытии голова и хвост лопатки прижимаются к стенкам патрубка.

Другое предложение сделано В. С. Квятковским в 1939 г. [Л. 15]. В его варианте поворотная регулирующая лопатка является продолжением носика спиральной камеры (рис. 6-21). В закрытом положении она прижимается своим хвостом к наружной стенке патрубка. В отличие от однолопаточного регулирования Рейфенштейна регулирование Квятковского может быть названо носиковым.

Опыты над моделями в МВТУ и в ВИГМ [Л. 187] показали, что при больших открытиях к. п. д. турбины по обоим этим вариантам близок к к. п. д. при многолопаточном направителе. При малых нагрузках к. п. д. по варианту Рейфенштейна снижается на 7—8%, по варианту Квятковского — лишь на 2—3%.

Лопатка Рейфенштейна довольно хорошо уравновешена, и поворот ее требует умеренной работы регулятора. Для поворота носика Квятковского нужен большой момент. Им же предложено, однако, устройство, почти уравновешивающее этот момент, а именно; носик по другую сторону своей оси получает (рис. 6-21) крыло, движущееся в особой камере и делящее ее на два отсека. Если отсек *А* соединить с патрубком улитки (здесь большее давление), а отсек *Б* — с концевой

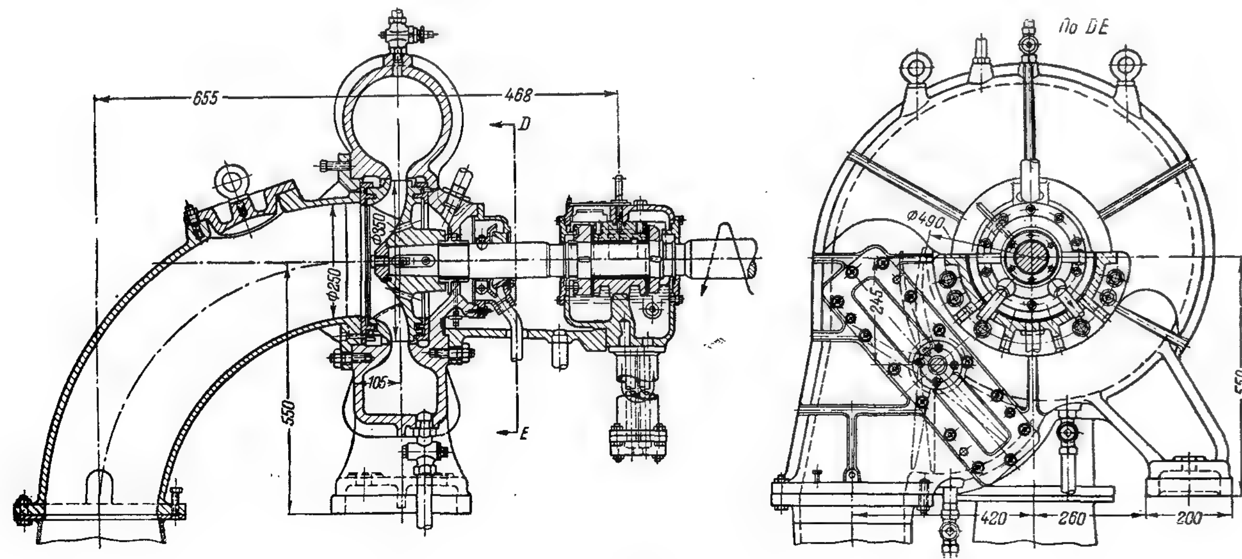


Рис. 6-21а. Радиально-осевая турбина с носиковым регулированием.

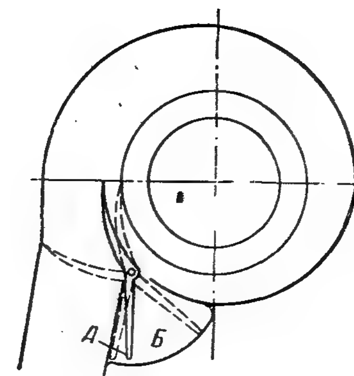


Рис. 6-21б. Схема гидравлического привода к поворотному носику.

частью улитки (меньшее давление), то вся лопатка оказывается под очень небольшим суммарным моментом, который при регулировании легко преодолевается без помощи масляного сервомотора, т. е. здесь у небольшой турбины может быть применено прямое регулирование (§ 14-20). Хотя при многолопаточном направителе к. п. д. самой турбины и больше, но зато для его привода требуется расход энергии на масляный насос. Таким образом, полный к. п. д. всего устройства при носиковом направителе оказывается не меньшим, чем при многолопаточном.

С другой стороны, многолопаточный направитель дорог в изготовлении. При его отсутствии улитка имеет меньшие радиальные размеры. Турбина с однолопаточным, в частности носиковым, регулированием получается более легкой и дешевой. Несколько таких турбин небольших мощностей уже находится в работе.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ОТСАСЫВАЮЩАЯ ТРУБА

7-1. ПОНЯТИЕ ОБ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ

Колесо активной турбины помещается в воздухе как можно ближе к нижнему уровню, так как его возвышение (высота расположения над этим уровнем) не входит в состав используемого напора. Колесо реактивной турбины с выпуском воды из него непосредственно наружу может быть расположено и под нижним уровнем. Тогда погружение (глубина его под этим уровнем) увеличивает по закону гидростатики противодавление за ним, но зато настолько же увеличивает давление и перед ним и его рабочий напор не меняется. Если же колесо расположить над нижним уровнем и выпускать воду в воздух, то напор возвышения будет теряться, как и у активной турбины.

Можно, однако, и это у реактивных турбин всегда делается, использовать и этот напор, если выпускать воду из колеса в неподвижную трубу, сплошь заполненную водой, нижним концом погруженную под нижний уровень, а верхним присоединенную плотно к той камере, в которой вращается колесо. Такая труба называется отсасывающей.

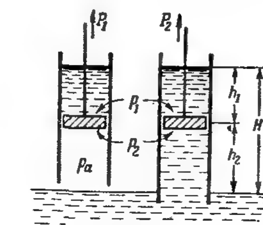


Рис. 7-1. Влияние отсасывающей трубы на разность давлений по обе стороны поршня.

Для наглядного представления соответствующих явлений рассмотрим (рис. 7-1) два вертикальных цилиндра с поршнями в них, расположенными на одном уровне. Цилиндр под левым поршнем пуст, под правым — с водой. Усилия на поршни площадью f наравлены вниз и равны:

$$P = f(p_1 - p_2), \tag{7-1}$$

где p_1 и p_2 — избыточные давления.

Усилие на первый поршень

$$P_1 = f(\gamma h_1 - 0) = f\gamma h_1, \tag{7-2}$$

на второй

$$P_2 = \gamma[\gamma h_1 - (-\gamma h_2)] = f\gamma H. \tag{7-3}$$

Видим, что в первом цилиндре поршень воспринимает лишь верхнюю часть напора, а поршень с наличием отсасывающей трубы — весь напор, притом независимо от того, на какой высоте помещен поршень, лишь бы отсасывающая труба была на всю высоту заполнена водой, что при обычном атмосферном давлении возможно при возвышении поршня над нижним уровнем не больше чем примерно на 10 *м*.

Если представить себе в поршнях отверстия со встроенными в них турбинами, то левая турбина будет использовать лишь верховой напор (как у активных турбин), а правая — весь напор полностью; ее колесо будет при этом заполнено водой, что мы всегда видим у реактивных турбин.

В этом заключается первое назначение отсасывающей трубы — использовать в составе напора возвышение колеса над нижним уровнем. Такое расположение колеса конструктивно часто удобно, так как позволяет опоражнивать турбину для ее осмотра и ремонта, что более затруднительно при погружении колеса или расположении его на нижнем уровне. Кроме того, при этом уменьшается заглубление основания здания станции, что способствует снижению объемов работ.

Однако теперь признается гораздо более важным другое назначение отсасывающей трубы — использовать в достаточной доле кинетическую энергию выходящей из колеса воды и повысить этим к. п. д. турбины. Но это назначение труба может только тогда выполнять, если она от колеса к выходу постепенно расширяется. Такими расширяющимися отсасывающими трубами снабжаются теперь, за чрезвычайно редким исключением, все реактивные турбины. Отсасывающая труба является таким же основным органом реактивной турбины, как колесо и направитель.

Такая труба издавна называлась всасывающей, хотя труба, обслуживающая турбины, не всасывает в нее, а отсасывает из нее воду. При разработке в Комитете технической терминологии гидротурбин (§ 1-6) была рекомендована замена старого термина новым: труба отсасывающая (или отсасыватель). Мы его и употребляем. Вообще желательно было бы и дальнейшее укорочение термина в виде, например, «отсоса» или «сосуна» (*последний термин в близком значении уже известен в писчебумажном производстве*).

Расширяющаяся отсасывающая труба иногда именуется *диффузором* (*расширителем*). *Однако этот термин* удобнее относить к отдельным расширяющимся частям трубы. Так, коленчатая труба (§ 7-7) состоит из колена и одного конического диффузора, изогнутая (§ 7-8) — из двух с коленом между ними и лишь коническая труба — из одного.

Снабжать вертикальную реактивную турбину прямоосной отсасывающей трубой впервые предложили: в Германии — Геншель в 1837 г., в США — Лейбулон и Паркер в 1840 г., во Франции — Жонваль в 1841 г. Их трубы имели постоянные вдоль длины сечения; следовательно, они выполняли лишь первое свое назначение.

7-2. РАСШИРЯЮЩАЯСЯ ОТСАСЫВАЮЩАЯ ТРУБА

Рабочий процесс отсасывающей трубы может быть понят при таком упрощенном рассмотрении. Пусть направитель и рабочее колесо в нем (рис. 7-2) находятся на высоте, называемой высотой отсасывания, $H_{отс}$ (обычно обозначают H_s) над нижним уровнем. Устье трубы погружено под него на глубину h. Избыточное давление в устье принимается таким же, как в окружающей воде на той же глубине, а именно:

$$\frac{p_5}{\gamma}=B+h,$$

где B — атмосферное (барометрическое) давление, *м вод. ст.*

Пусть потери энергии в трубе равны $h_п$. Уравнение Бернулли для течения между сечениями 3 (под колесом) и 5 (в устье):

$$z_3+\frac{p_3}{\gamma}+\frac{v_3^2}{2g}=0+\frac{p_5}{\gamma}+\frac{v_5^2}{2g}+h_п, \qquad (7\text{-}4)$$

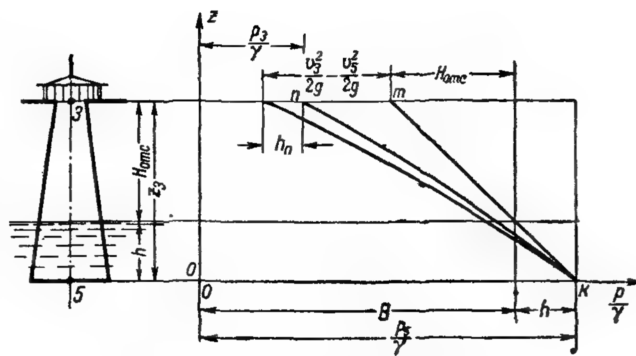


Рис. 7-2. Схема распределения давлений в отсасывающей трубе.

откуда имеем абсолютное давление под колесом:

$$\frac{p_3}{\gamma}=B-H_{отс}-\left(\frac{v_3^2}{2g}-\frac{v_5^2}{2g}-h_п\right). \qquad (7\text{-}5)$$

Видно, что оно равно барометрическому давлению B за вычетом равного высоте отсасывания статического разрежения $H_{отс}$ и динамического разрежения (член в скобках). При полностью закрытой турбине и нулевом расходе динамическое разрежение пропадает; оно растет с ростом расхода и при расширяющейся трубе всегда положительно, так как потери в ней сравнительно малы.

Высота отсасывания при колесе, расположенном под нижним уровнем, отрицательна и может называться погружением турбины. Когда она положительна, ее можно называть возвышением турбины. Величина $H_{отс}$ может быть и больше и меньше нуля.

Распределение давлений в трубе изображено на рис. 7-2. По ординатам отложены высоты, по абсциссам — давления и энергии других видов. Вертикаль Oz соответствует нулевому, вертикаль по абсциссе B — атмосферному давлению. При стоячей воде давление вдоль трубы получается по линии km, при текущей — по kn.

Укажем на некоторые неточности данного элементарного рассмотрения. Кинетическая энергия равна $\frac{v^2}{2g}$ до понимать давление, средневзвешенное по сечению. на самом деле она равна $\alpha\,\frac{v^2}{2g}$ (§ 7-4). Так и под p надо понимать давление, средневзвешенное по сечению. Затем в турбинах высота отсасывания $H_{отс}$ отсчитывается вниз не от точки 3, а от точки, несколько более высокой, расположенной в колесе.

Расширяющаяся отсасывающая труба увеличивает как разрежение под колесом, так и разность давлений по обе его стороны, а следовательно, и используемый им напор. Она не создает этого добавочного напора, т. е. энергию, а лишь уменьшает потерю напора, которая без нее равнялась бы выходной из колеса кинетической энергии. Работа отсасывающей трубы у турбины аналогична работе экономайзера у парового котла. Там сам котел и горячая вода в нем из-за своей высокой температуры не в состоянии отнять в достаточной степени тепло от дымовых газов. Без экономайзера они отводятся еще горячими в дымовую трубу. В трубах экономайзера *холодная* вода дополнительно отнимает от них тепло и, подогревшись, поступает на питание котла, от чего его к. п. д. повышается.

7-3. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Трубы разных абсолютных размеров, но геометрически подобные друг другу по своим формам, характеризуются схожими рабочими процессами. Удобно поэтому производить сравнение труб по их размерам не абсолютным, а отнесенным к диаметру D_3 входного в трубу сечения, вообще очень близкого к выходному диаметру D_2 колеса.

У трубы в виде прямоосного круглого конуса характерными размерами являются (рис. 7-3) осевая длина l, выходной диаметр D_5, площади входа и выхода

$$F_3=\frac{\pi D_3^2}{4}$$

и

$$F_5=\frac{\pi D_5^2}{4}$$

и, наконец, угол 2θ между двумя лежащими в осевой плоскости образующими конуса. Этот угол мы называем раскрытием конуса; наименования «коничность» или «конусность» конуса менее удобны. Двойка в его обозначении упрощает формулы.

Тогда относительными параметрами трубы будут: относительная осевая длина (или, короче, долгота)

$$\lambda=\frac{l}{D_3} \qquad (7\text{-}6)$$

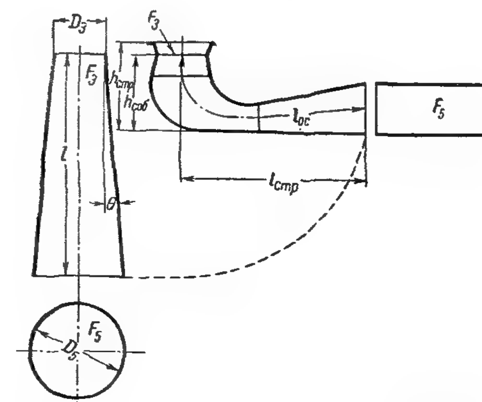


Рис. 7-3. Параметры конической и равноценной изогнутой отсасывающих труб.

и относительное увеличение площадей

$$\varphi=\frac{F_5}{F_3}=\left(\frac{D_5}{D_3}\right)^2=\frac{v_3}{v_5}. \qquad (7\text{-}7)$$

Последнюю величину мы называем разведением трубы. Называть ее расширением считаем неудобным, так как у труб изогнутых (§ 7-8) имеется увеличение их ширины в плане, для которого и удобно сохранить термин «расширение».

Из тригонометрического рассмотрения (рис. 7-3) легко выводится предложенная нами [Л. 265] формула раскрытия трубы:

$$\operatorname{tg}\theta=\frac{\sqrt{\varphi}-1}{2\lambda}; \qquad (7\text{-}8)$$

она по принятым двум величинам определяет третью.

7-4. КОЭФФИЦИЕНТ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ; К. П. Д. ТУРБИНЫ СОБСТВЕННЫЙ И ПОЛНЫЙ

Идеальная труба должна была бы восстанавливать (переводить в динамическое разрежение) весь скоростной напор входа $\frac{v_3^2}{2g}$. Действительная же труба восстанавливает лишь часть его, а именно по (7-5):

$$\frac{v_3^2}{2g}-\frac{v_5^2}{2g}-h_п.$$

Труба тем больше соответствует своему назначению, чем больше отношение восстановленного напора к располагаемому, т. е. чем больше отношение

$$\eta_{отс}=\frac{\frac{v_3^2}{2g}-\frac{v_5^2}{2g}-h_п}{\frac{v_3^2}{2g}}, \qquad (7\text{-}9)$$

которое называется коэффициентом восстановления отсасывающей трубы. Он у современных труб находится в пределах 0,4 — 0,85. Некоторые авторы называют его к. п. д. трубы или ее коэффициентом диффузорности, что считаем менее удобным.

Относительной потерей отсасывающей трубы является, очевидно, величина

$$\xi_{отс}=\frac{\frac{v_5^2}{2g}+h_п}{\frac{v_3^2}{2g}}. \qquad (7\text{-}10)$$

Ясно видно двоякое происхождение потерь: первый член в числителе зависит только от геометрического соотношения — от разведения φ; он не мог бы исчезнуть и при идеальной, не имеющей вязкости жидкости. Второй член определяет гидравлические потери протекания вязкой жидкости. Естественно разделить потери трубы на соответствующие две части: потерю, которую можно назвать геометрической,

$$\xi_{\text{ге}} = \frac{\frac{v_5^2}{2g}}{\frac{v_3^2}{2g}} = \frac{1}{\varphi^2} \qquad (7\text{-}11)$$

и остальную гидравлическую потерю

$$\xi_{\text{г}} = \frac{h_{\text{п}}}{\frac{v_3^2}{2g}}. \qquad (7\text{-}12)$$

В состав гидравлической потери обычно включается потеря выходная — кинетическая энергия, уносимая водой, покидающей последний орган турбины, т. е. за отсасывающую трубу. Будучи отнесена к 1 *кг*, она равна $\frac{\alpha_5 v_5^2}{2g}$. Через α_5 обозначен коэффициент кинетической энергии потока (часто называвшийся коэффициентом Кориолиса). Здесь этот коффициент очень велик, порядка 1,5 — 2,5; в неблагоприятных режимах он доходит и до 7. Таким образом, действительная потеря на выходе больше потери геометрической $\frac{v_5^2}{2g}$ на $(\alpha_5 - 1)\,\frac{v_5^2}{2g}$. Эта добавочная потеря зависит не от геометрической величины φ, а от гидравлических свойств трубы, в первую очередь от очертаний ее полости. Трубы с полостями разной формы по-разному преобразуют поток, дают разное распределение скоростей на выходе, а следовательно, меняют и α_5.

Таким образом, выходную потерю можно разложить на две: геометрическую, зависящую только от площади выхода, и другую, вызываемую условиями протекания по самой трубе. Эту потерю удобно отнести к остальным потерям протекания, назвав их сумму внутренней гидравлической потерей в трубе и выразив ее абсолютной величиной $h_{\text{г}}$ *м* или относительной $\xi_{\text{г}}$. Тогда

$$\eta_{\text{отс}} = 1 - \xi_{\text{отс}} = 1 - (\xi_{\text{ге}} + \xi_{\text{г}}).$$

Что касается коэффициента кинетической энергии α_3 на входе в трубу, то по опытным данным он не так далек от единицы и его, следовательно, в расчеты можно не вводить. Опытным путем коэффициент восстановления отсасывающей трубы определяется на моделях так. Из (7-5) и (7-9) следует:

$$\eta_{\text{отс}} = \frac{B - H_{\text{отс}} - \frac{p_3}{\gamma}}{\frac{v_3^2}{2g}}. \qquad (7\text{-}13)$$

Здесь v_3 определяется по расходу и сечению, B и $H_{\text{отс}}$ — по замерам, так же как и p_3 во входном в трубу сечении. Однако последнее давление в разных точках сечения различно и судить о нем по замеру в одной точке было бы неправильно. Необходимо замерять его гидрометрическими трубками в нескольких точках по одному, а в более сложных случаях — и по нескольким радиусам, а затем осреднять.

Вообще считаем практически более удобным иметь дело с частными относительными потерями и их суммой

$$\xi_{\text{отс}} = \xi_{\text{ге}} + \xi_{\text{г}},$$

чем с частным к. п. д. и их произведением. Эти коэффициенты при надобности могут быть вычислены по потерям так. *Геометрический коэффициент восстановления* отсасывающей трубы по (7-11)

$$\eta_{\text{ге}} = 1 - \frac{\frac{v_5^2}{2g}}{\frac{v_3^2}{2g}} = 1 - \frac{1}{\varphi^2} = \frac{\varphi^2 - 1}{\varphi^2}. \qquad (7\text{-}14)$$

Полный коэффициент восстановления по (7-11) и (7-12)

$$\eta_{\text{отс}} = 1 - \frac{1}{\varphi^2} - \frac{2gh_{\text{п}}}{v_3^2}.$$

Отсюда внутренний гидравлический коэффициент

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\eta_{\text{отс}}}{\eta_{\text{ге}}} = \frac{\varphi^2\left(1 - \frac{2gh_{\text{п}}}{v_3^2}\right) - 1}{\varphi^2 - 1}. \qquad (7\text{-}15)$$

Коэффициент полезного действия турбины (§ 2-3) может вычисляться в двух разных видах в зависимости от того, что считать рабочим напором турбины, а именно; относить ли к ее потерям выходную из отсасывающей трубы кинетическую энергию или нет. С точки зрения эксплуатации гидростанции для нее эта энергия есть, конечно, потеря и к. п. д. турбины следует вычислять в первом виде, т. е. *за напор принимать разность удельных энергий при входе в турбину и в нижнем бьефе*. Мы такой к. п. д. турбины и соответствующий рабочий напор предложили называть *полными* [Л. 277].

Точка зрения изготовителя турбины может

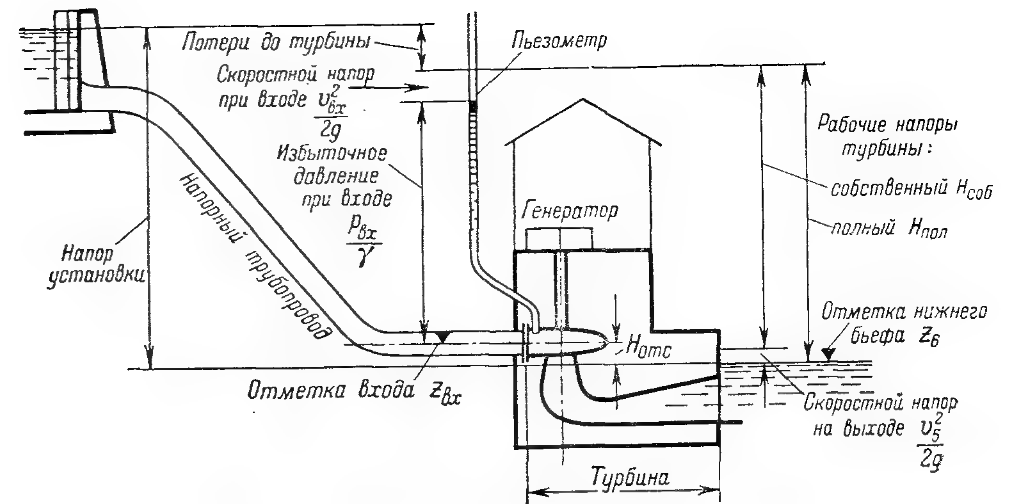


Рис. 7-4. Рабочие напоры турбины—собственный и полный.

быть иной. Он имеет право сказать: турбина достаточно совершенна, однако проектировщики гидростанции, руководясь стремлением сократить капитальные затраты, снабдили турбину отсасывающей трубой недостаточных размеров; она выводит воду с излишне большой скоростью; нельзя судить о качестве самой турбины по упомянутому полному к. п. д.; тогда и не следует кинетическую энергию выхода относить к потерям турбины. Коэффициент α_5 этой энергии обычно неизвестен. Поэтому при соответствующих расчетах его условно принимают равным единице, т. е. относительную выходную энергию считают равной $\xi_{\text{г}}$. Мы вычисляемые так к. п. д. и рабочий напор назвали *собственными*.

Оба вида к. п. д. турбины имеют право на существование и могут в соответствующих случаях применяться. Надо только всякий раз оговаривать, о каком к. п. д. идет речь.

Следует заметить, что при лабораторном испытании турбины определяется полный к. п. д.; именно он и помещается на изолиниях топограмм (§ 11-7). Поэтому при пересчете к. п. д. модели на натуру (§ 4-4 и 12-9) получается тоже полный к. п. д.

Полный к. п. д. турбины меньше собственного, а ее полный рабочий напор больше собственного. Соотношение напоров наглядно изображено на рис. 7-4.

Лабораторно отсасывающие трубы изучаются обычно не сами по себе, а совместно с турбиной, т. е. считают лучшей ту трубу, с которой турбина показывает лучший к. п. д. Упрощенный способ лабораторного сравнения труб [см. 284]. Случай изучения работы трубы у натурной турбины см. § 18-7.

7-5. ВНУТРЕННИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ И ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ

Геометрические потери по (7-11) тем меньше, чем больше разведение φ, т. е. чем больше выходное сечение по сравнению с входным. Из (7-8) следует:

$$\varphi = (2\lambda \operatorname{tg}\theta + 1)^2, \qquad (7\text{-}16)$$

т. е. что увеличивать разведение, а следовательно, уменьшать геометрическую потерю можно, увеличивая или длину трубы, или ее раскрытие, или и то и другое вместе.

Что касается гидравлических потерь, то здесь влияние длины и разведения обратное, а *именно*: одна часть этих потерь растет с длиной, другая — с разведением.

Первая часть этих потерь аналогична хорошо изученным потерям по длине в цилиндрических трубах при турбулентном течении; эту часть мы называем *путевыми потерями*. Они вообще равны:

$$h_{\text{пут}} = \lambda_{\text{п}}\frac{l}{D}\cdot\frac{v^2}{2g}, \qquad (7\text{-}17)$$

где коэффициент сопротивления $\lambda_{\text{п}}$ зависит от шероховатости стенок.

Применительно к расширяющейся конической трубе формула (7-17) преобразуется так. Суммируя потери отдельных элементов, имеем:

$$h_{\text{пут}} = \int_0^l \lambda_{\text{п}}\frac{dl}{D}\cdot\frac{v^2}{2g}. \qquad (7\text{-}18)$$

Для текущих значений l и D имеем:

$$D = D_3 + 2l\operatorname{tg}\theta. \qquad (7\text{-}19)$$

Заменяем v в (7-18) выражением через Q и D, затем подставляем D из (7-19) и интегрируем, принимая λ постоянным. Получаем:

$$h_{\text{пут}} = \frac{\lambda_{\text{п}} Q^2}{\pi^2 \operatorname{tg}\theta g}\left[\frac{1}{D_3^4} - \frac{1}{(2l\operatorname{tg}\theta + D_3)^4}\right] = \frac{\lambda_{\text{п}} Q^2}{\pi^2 \operatorname{tg}\theta g D_3^4}\cdot\frac{\varphi^2 - 1}{\varphi^2}. \qquad (7\text{-}20)$$

При удлинении трубы до бесконечности путевая потеря стремится к пределу:

$$h_{\text{пут}} = \frac{\lambda_{\text{п}} Q^2}{\pi^2 \operatorname{tg} \theta g D_3^5}. \qquad (7\text{-}21)$$

Путевые потери в расширяющемся конусе очень малы. Это видно хотя бы из следующего. Представим себе цилиндрическую трубу с теми же потерями, что и у бесконечной конической. Приравнивая потери по (7-17) и (7-21), имеем длину такой равноценной трубы

$$l = \frac{D_3}{8 \operatorname{tg} \theta}. \qquad (7\text{-}22)$$

При $\operatorname{tg}\theta = \frac{1}{8}$ (т. е. $2\theta = 14°14'$) имеем:

$$l = D_3;$$

при $\operatorname{tg}\theta = \frac{1}{16}$ (т. е. $2\theta = 7°10'$)

$$l = 2D_3;$$

это показывает, что равноценная труба очень коротка.

Путевое сопротивление сосредоточено преимущественно в начале трубы. Поэтому значение $\lambda_{\text{п}}$ (в 7-20) допустимо брать в соответствии с D_3.

Вторая часть гидравлических потерь иного происхождения. По поступлении потока в трубу около ее стенок образуется пограничный слой с вихревым движением жидкости в нем, движущийся в общем медленнее, чем внутренняя часть потока. В цилиндрической трубе этот слой постепенно достигает некоторой умеренной величины и сохраняет на своем дальнейшем пути ее устойчивое значение. В суживающейся трубе (конфузоре) толщина этого слоя в общем меньше, так как нарастающая средняя скорость мешает его увеличению.

В расширяющейся трубе (диффузоре) средняя скорость падает; она не в состоянии бороться с нарастанием такого слоя, и толщина его вдоль пути увеличивается. Часть вихрей срывается; их энергия гасится внутри потока, увеличивая потери. Они же увеличивают неравномерность распределения скоростей по сечению, т. е. коэффициент кинетической энергии. Большая неравномерность скоростей в выходном сечении ведет к увеличению выходной потери.

Пограничный вихревой слой нарастает тем быстрее, чем быстрее расширяется труба, т. е. чем больше ее раскрытие 2θ. При очень большом раскрытии труба на выходе работает как бы неполным сечением: в некоторой его части вода или выходит с малой скоростью, или даже забирается обратно в трубу.

Таким образом, чрезмерное увеличение θ уже не увеличивает истинного φ по (7-16) и не уменьшает по (7-11) геометрических потерь, увеличивая в то же время потери гидравлические.

Опыты над коническими трубами малых размеров при поступлении в них осевого, т. е. незакрученного, потока показали, что борьба между растущими разведением, уменьшающим геометрические потери, удлинением, увеличивающим путевые потери, и раскрытием, увеличивающим вихревые потери, приводит к наличию при каждом заданном значении относительной длины некоторого оптимального раскрытия (и, следовательно, оптимального разведения), при котором суммарные потери трубы минимальны. Среди этих оптимальных труб имеется и наиболее оптимальная с потерями, наименьшими из наименьших. Такая труба по этим опытам должна иметь долготу $\lambda \approx 20$, раскрытие $2\theta \approx 5°$ и, следовательно, разведение $\varphi \approx 7$. Ее относительные потери $\xi_{\text{отс}} \approx 0{,}10$, следовательно, коэффициент восстановления $\eta_{\text{отс}} = 0{,}90$.

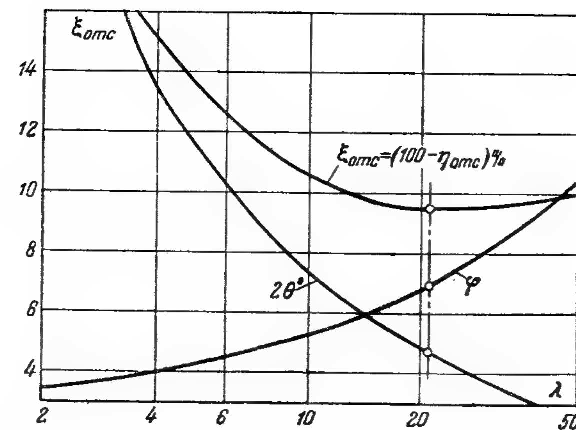


Рис. 7-5. Оптимальная связь раскрытия с относительной длиной конической отсасывающей трубы.

У турбин отсасывающие трубы такой огромной длины не применяются, так как они недопустимо осложнили бы и удорожили бы всю установку. Предпочитают снабжать турбины более короткими трубами, у которых иными являются и оптимальные значения раскрытия (бо́льшими) и разведения (меньшими). При этом коэффициент восстановления, к. п. д. турбины и выработка ею энергии соответственно снижаются, что окупается меньшими капитальными затратами.

На рис. 7-5 дана по нашей обработке опытов, описанных в [Л. 46], связь между относительной длиной λ конической трубы и соответствующими другими ее параметрами: разведением φ, раскрытием 2θ и коэффициентом восстановления $\eta_{\text{отс}}$.

Замечено, что этот коэффициент несколько растет при переходе от режима с нормальным из колеса вытеканием к режиму с несколько закрученным ($\alpha_2 \approx 10°$) в сторону вращения колеса потоком. Можно предположить, что при такой закрутке центробежная сила прижимает частицы воды к стенкам трубы и вода энергичнее смывает вредный пограничный вихревой слой.

7-6. ПРАКТИЧЕСКИЕ КОНИЧЕСКИЕ ТРУБЫ

В настоящее время конические трубы применяются только у низконапорных маломощных турбин (рис. 6-8). Здесь они изготовляются сваркой или клепкой железных листов и привертываются на фланцах к колесной камере. В военное время они у самых малых турбин изготовлялись и из деревянных клепок, сплоченных обручами. У средненапорных турбин такие конические трубы иногда бывали полностью или частично железобетонными, но теперь и у таких турбин часто предпочитают трубы иной формы (изогнутые).

В лабораториях, испытывая модели турбин с разнообразными новыми формами отсасывающих труб, обычно производят испытание модели и с трубой конической. Результат испытания служит эталоном (образцом) для сравнения испытаний других труб.

Современные малые вертикальные турбины имеют конические трубы длиной $l = 1{,}5 \div 4$ *м*

$\lambda = 1{,}2 \div 8$ при разведении $\varphi = 1{,}8 \div 3{,}2$; раскрытие $2\Theta = 5 \div 18°$, обычно ближе к 13°. Их вероятные коэффициенты восстановления $\eta_{\text{отс}} = 0{,}6 \div 0{,}83$.

Практика вообще давно ощупью установила, что чем короче труба, тем больше должно быть ее раскрытие. Приведенный выше анализ опытов указывает на закономерную связь длины с выгоднейшим раскрытием. Можно думать, что этот анализ достаточно надежно определяет общий характер зависимостей между параметрами трубы. Но вполне полагаться при расчете на абсолютные цифры этого анализа нельзя, так как практически трубы отличаются от испытанных и величиной, и шероховатостью, и закруткой вводимого в них потока.

Несколько иной анализ упомянутых опытов (без особого учета путевых потерь, но с учетом коэффициента кинетической энергии потока на выходе) дан Квятковским в [Л. 99]; общие выводы совпадают с нашими.

7-7. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

В настоящее время широкое распространение имеют три вида труб (рис. 7-6): рассмотренная выше прямоосная коническая — у вертикальных маломощных турбин (рис. 7-6,*в*), коленчатая — у горизонтальных (рис. 7-6,*а* и *б*) и изогнутая — у мощных вертикальных (рис. 7-6,*г*); последние имеют наибольшее значение в энергоснабжении страны, почему изучение и совершенствование изогнутой трубы являются важной задачей турбиностроения.

Колесо горизонтальной турбины выпускает воду в горизонтальном направлении. Чтобы спуститься вниз, она за колесом поступает в колено круглого и постоянного сечения. Повернув в нем обычно на 90°, она поступает в вертикальный конический диффузор и выходит под уровень нижнего бьефа. Поворот воды в колене происходит при такой же большой скорости, как и на выходе из колеса (рис. 7-6,*б*), или при почти такой же (рис. 7-6,*а*, где перед коленом включен короткий конус). Поэтому потери велики и в колене и в следующем за ним конусе, где течение сбито коленом, а часто и пронизывающим колено валом, и, наконец, на выходе. Коэффициент восстановления коленчатой трубы оценивается в 0,4—0,6. С таким малым его значением мирятся у маломощных турбин потому, что здесь усложнение трубы вызвало бы большие, непосильные для малой гидростанции дополнительные капиталовложения, а у более мощных высоконапорных — потому,

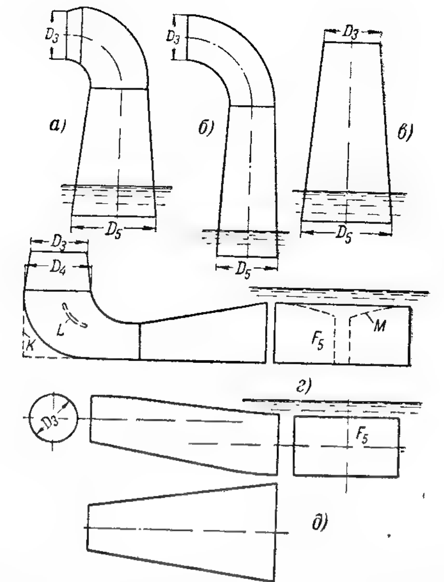


Рис. 7-6. Отсасывающие трубы основных видов: коническая, коленчатая, изогнутая и прямая.

что при больших напорах применяются тихоходные турбины, у которых кинетическая энергия выхода из колеса мала (гл. 9), а следовательно, и потеря хотя бы значительной ее доли слабо сказывается на к. п. д. турбины.

Иное дело у низконапорных мощных турбин. Здесь быстроходное колесо выпускает из себя воду, несущую огромную (иногда до 50% всего напора) кинетическую энергию, которую необходимо использовать возможно полнее. Было бы выгодно применить здесь длинную коническую трубу с хорошим коэффициентом восстановления. Этому мешает огромная стоимость такой установки. Именно по ряду соображений (§ 8-9) быстроходное колесо не может быть расположено высоко над низовым уровнем. Следовательно, для помещения длинной трубы нужна была бы под турбиной отводная камера огромной глубины, сто́ящая несообразно дорого, а часто по условиям геологии или производства работ и вообще невозможная.

В этом случае только верхний участок длинной трубы (рис. 7-6,*г*) исполняется в виде вертикального конуса (ствола); остальная ее часть (отводной патрубок или отвод) располагается горизонтально; обе части соединяются коленом. Такая труба именуется изогнутой. От коленчатой изогнутая труба отличается, во-первых, наличием перед поворотом конуса. Во-вторых, ее отводной патрубок имеет не круглые поперечные сечения, а обычно прямоугольные с большей шириной; к выходу высота, а часто и ширина патрубка увеличи-

ваются. В-третьих, на изгибе труба имеет поперечные сечения, тоже не круглые, а меняющие свою форму от круга до прямоугольника малой высоты.

Поворот трубы и здесь приносит несомненный вред. Однако этот вред смягчается имеющимся перед поворотом конусом. Благодаря ему поворот потока, происходящий уже после значительного снижения скорости, вызывает меньшие потери. Затем здесь поворот потока происходит при сплющивании струи, т. е. при ее сжатии в вертикальном направлении и некотором расширении в горизонтальном. Замечено, что такой сплющенный выход из колена несколько выравнивает сбитое коленом течение, а это влечет за собой некоторое снижение потерь в выходном патрубке и бо́льшую равномерность скоростей на выходе. По этим причинам коэффициент восстановления изогнутой трубы значительно выше, чем коленчатой. Он приближается к коэффициенту конической и оценивается в 0,6—0,78.

Тем не менее и наиболее совершенные современные изогнутые трубы выпускают поток с очень неравномерным полем (иначе спектром) скоростей. На рис. 7-7 дано в виде примера такое поле у модели левой поворотнолопастной турбины (§ 10-6) типа П201-46, работающей в своем оптимальном режиме ($Q'_I=0{,}92$; $n'_I=130$). Точки равных скоростей объединены изолиниями с указаниями на них соответствующих скоростей (*м/сек*). Видно, что наибольшие скорости находятся около периферии сечения, а не в его середине, как это обычно бывает при нормальном турбулентном течении.

Здесь коэффициент $\alpha_5=2{,}16$. Такие же и еще бо́льшие коэффициенты определялись и у натурных турбин.

Если изогнутая отсасывающая труба вносит в турбину бо́льшие против конической сопротивления, то результаты модельных испытаний турбины, проведенных с конической трубой, при переносе их на турбину с изогнутой трубой нуждаются в поправках.

Некоторые зарубежные источники рекомендуют такие зависимости снижения $\Delta\eta\%$ к. п. д. турбины и снижения $\Delta Q\%$ ее расхода при замене у нее конической отсасывающей трубы изогнутой:

$$\Delta\eta\% = \frac{N}{50} - 1;\quad \Delta Q\% = \frac{N}{10} - 5.$$

Здесь N — нагрузка турбины, %. Так, например, при нагрузке 80% полный расход при такой замене снижается на 3%, к. п. д. — на 0,6%. При нагрузке, меньшей 50%, снижения не замечается.

ЛМЗ рекомендует [Л. 56] вводить такие поправки при переходе от конической трубы с $l_{oc}=(3\div3{,}5)D$ к изогнутой со строительной высотой (§ 7-9) $h_{стр}=(2\div2{,}4)$. Указанные поправки вводятся лишь при расходах, бо́льших оптимального.

Четвертый, только еще входящий в употребление вид трубы изображен на рис. 7-6,*д*. Он удобен для горизонтальных турбин с рабочими колесами, расположенными очень низко относительно уровня нижнего бьефа, турбин прямоточных или имеющих и спиральную камеру (§ 10-14) капсульных гидроагрегатов. Труба слабо расширяется в вертикальном разрезе и сильнее — в плане; ее круглое сечение переходит в прямоугольное. Ее нельзя назвать прямоосной, так как ее ось обычно несколько искривляется; можно ее назвать просто прямой.

Ее достоинствами являются: отсутствие колена и большая длина без большого заглубления фундамента. То и другое увеличивает ее коэффициент восстановления, а следовательно, к. п. д. и мощность турбины (§ 7-11).

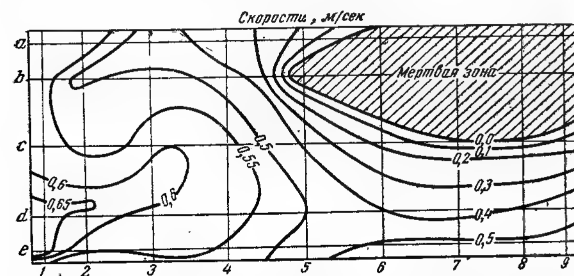
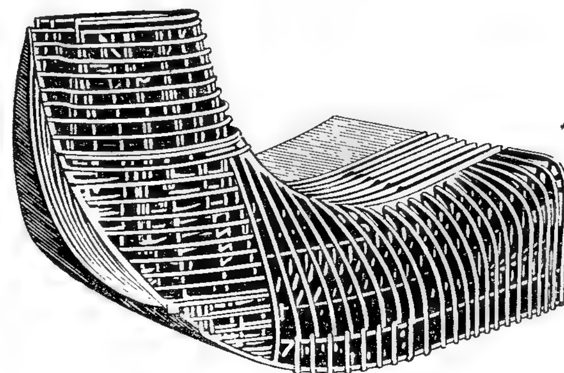


Рис. 7-7. Пример поля скоростей на выходе из изогнутой отсасывающей трубы; вид навстречу течению.

7-8. ФОРМА ИЗОГНУТОЙ ТРУБЫ

Изогнутая труба теперь применяется у вертикальных турбин, начиная с диаметра их колес около 1,0 *м*. Обычно она осуществляется в виде полости в бетонном фундаменте машинного здания, на который опираются турбина, генератор и верхнее строение. Раньше при сооружении блока здания ГЭС для образования полости отсасывающей трубы устанавливался очень сложный каркас, на котором крепилась деревянная опалубка (рис. 7-8). Сейчас с этой целью применяют сборные железобетонные элементы.


Рис. 7-8. Опалубка внутренней полости изогнутой отсасывающей трубы.

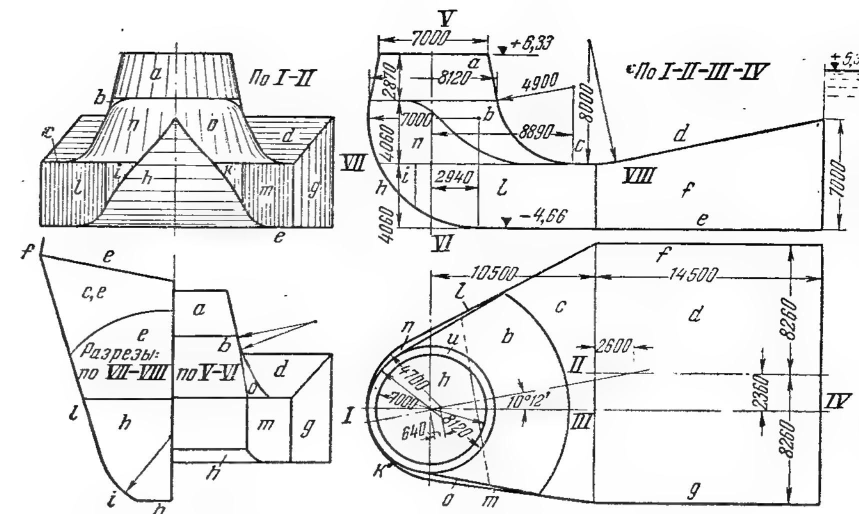


Рис. 7-9. Очертание колена изогнутой трубы как сочетание отрезков поверхностей простых видов.

Колено трубы имеет сложную, выработанную модельными опытами форму. Чтобы упростить опалубку, стараются выполнять их из подогнанных друг к другу поверхностей простых геометрических тел. Так, на рис. 7-9 изображена труба с так называемым коленом № 4 и собственной высотой 2,0 *D* (§ 7-9). На рисунке указаны виды поверхностей, образующих трубу. Все они линейчатые (плоскости, цилиндры, конусы), кроме одной (тор). У маломощных турбин изогнутая труба иногда изготовляется сваркой из стальных листов. Тогда ее очертания образуются полностью из ряда линейчатых поверхностей, получаемых изгибом листов.

Ко входу в колено некоторого типа присоединяются разной высоты конусы (стволы), к сплющенному выходу — различной длины отводные патрубки (отводы), чаще всего с горизонтальным полом и поднимающимся потолком под углом к горизонтали около 15°. Боковые его стенки или параллельны, или расходятся под небольшим углом, причем у правых турбин левая по течению стенка отводится от оси патрубка часто сильнее правой, так как замечено, что здесь течение быстрее, чем справа; кроме того, при неполной турбинной улитке вход в подводящую камеру и выход из отсасывающей трубы могут быть расположены в плане на общей оси при смещении от нее оси турбины на некоторый эксцентриситет *e* (рис. 7-10 и 6-16).

Пол отводного патрубка иногда получает небольшой (градусов 5) подъем к выходу для уменьшения выемки в нижнем бьефе; тогда получает соответственно более крутой уклон и потолок патрубка.

В отводной патрубок часто помещаются один или два бычка. Они поддерживают его перекрытие и те конструкции, которые на него опираются а, кроме того, выходное сечение разбивается ими на два-три отсека, что удешевляет затворы, помещаемые здесь на случай опорожнения трубы откачкой.

Конус и колено трубы теперь иногда получают листовую стальную облицовку, изготовляемую сваркой. Она предохраняет бетон от размыва большими скоростями, уменьшает потери и в то же время позволяет обойтись без дорогой опалубки в этих частях. Конечно, на время бетонирования внутри облицовки устанавливаются распорки.

Устье отсасывающей трубы должно быть погружено под нижний уровень. Вертикальные конические трубы наименьших размеров погружаются не меньше чем на 250—300 *мм*, более крупных — глубже. Иначе при возникающем в нижнем бьефе волнении воздух попадает внутрь трубы и ухудшает ее работу. У изогнутых труб большое заглубление верхней кромки выходного сечения под уровень не так необходимо, так как потолок в направлении к турбине снижается и воздух пройти в вертикальный конус навстречу течению не может.

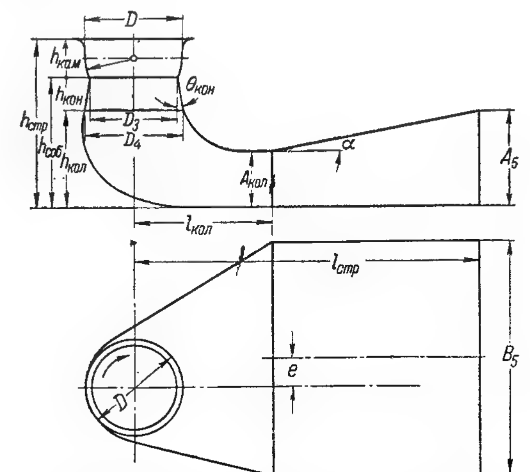


Рис. 7-10. Схема размеров изогнутой отсасывающей трубы ЛМЗ для правой поворотнолопастной турбины.

7-9. ПАРАМЕТРЫ ИЗОГНУТОЙ ТРУБЫ

Один из основных параметров отсасывающей трубы — ее разведение φ — и у изогнутой трубы является отношением выходного сечения ко входному. Длину такой трубы приходится брать условно, а именно измерять ее вдоль линии, проведенной через середины поперечных сечений, и называть осевой (l_{oc}). Относительная длина (долгота) λ является отношением осевой длины ко входному диаметру трубы. Раскрытие 2θ получает также условное значение.

Представим себе (рис. 7-3) коническую трубу, равноценную с данной изогнутой в том смысле, что она имеет те же осевую длину, входное и выходное сечения, а следовательно, те же разведение и относительную длину. Тогда раскрытие 2θ всей изогнутой трубы определяется по прежней формуле (7-8):

$$\operatorname{tg}\theta=\frac{\sqrt{\varphi}-1}{2\lambda}. \qquad (7\text{-}23)$$

Раскрытие конуса обычно больше раскрытия всей трубы.

У изогнутой трубы, кроме этих параметров, общих с параметрами конической трубы, имеются и другие, а именно у нее характерны длины ее вертикальной и горизонтальной частей.

Длину вертикальной части удобно называть высотой. Можно различать две высоты (рис. 7-10). Одна из них — собственная высота трубы $h_{соб}$ — измеряется параллельно оси турбины от низшей точки полости трубы до ее входного сечения, другая — строительная высота $h_{стр}$ — от той же точки до поверхности нижнего кольца направителя. Последняя высота у советских турбин больше собственной примерно на 0,31 диаметра крылового колеса и на 0,16—0,22 диаметра радиально-осевого. Длина горизонтальной части отсчитывается по перпендикуляру к оси турбины от этой оси до середины выходного сечения. Для отличия от осевой эту длину можно называть строительной $l_{стр}$. Удобно все длины и высоты выражать в долях диаметра входа в трубу или близкого к нему выходного диаметра колеса.

Увеличение осевой длины трубы до некоторого предела увеличивает коэффициент восстановления трубы. Это увеличение может быть достигнуто увеличением или строительной длины, или высоты, или и того и другого.

С гидравлической точки зрения желательно увеличение высоты, так как конус восстанавливает энергию только что вышедшего из колеса потока лучше, чем отводной патрубок энергию потока, искаженного коленом.

Со строительной точки зрения для сокращения капиталовложений, упрощения и ускорения строительства предпочтительны вообще трубы короткие, а если мириться с необходимым их удлинением, то оно дешевле обходится за счет увеличения не высоты, а строительной длины. Удлинение лишь несколько увеличивает площадь котлована, а увеличение высоты (при заданной отметке турбины) требует его углубления и заложения подошвы здания станции на большей глубине под нижним уровнем, что часто обходится дороже.

Поэтому в целях и повышения к. п. д. турбины и уменьшения капиталовложения современной задачей турбостроения является отыскание возможно более низкой формы изогнутой (или иной) отсасывающей трубы, но с возможно более высоким коэффициентом восстановления. В этом направлении в научно-исследовательских учреждениях СССР ведется напряженная работа (§ 10-13).

У ЛМЗ имеется несколько разработанных и опытно проверенных типов колен изогнутых отсасывающих труб и самих труб с такими коленами. ЛМЗ к каждому своему типу турбины рекомендует применять один-два определенных типа трубы. Подробные параметры труб и колен указаны в [Л. 229]. Там все их размеры даны в долях номинальных диаметров D_1 соответствующих турбин.

Мы предпочитаем относить эти размеры к диаметру D_3 входа в трубу (рис. 7-10) и в соответствии с этим даем некоторые наиболее характерные размеры в табл. 7-1. Здесь долгота λ вычислена как $0{,}8\left(\frac{h_{соб}+l_{стр}}{D_3}\right)$. Вероятные значения коэффициента восстановления $\eta_{отс}$ определены по рис. 7-16 в зависимости от указанных в таблице λ и φ. Этот коэффициент надо признать достаточно высоким; лишь у некоторых труб он мог бы быть повышен, если верить этому рисунку, примерно на 1—2% изменением λ или φ.

Из табл. 7-1 можно заметить, что у радиально-осевых турбин отсасывающие трубы ЛМЗ высоки: $h_{соб}=(2{,}0\div3{,}8)$. Это объясняется наличием в большинстве режимов таких турбин сходящих с колеса вихрей, вызывающих вибрацию. Чтобы их погасить, требуются бо́льшая длина вертикального конуса и бо́льшая высота трубы.

Что касается поворотнолопастных турбин, то у них высота трубы по ЛМЗ с ростом напора снижается с 2,4 до 1,7 D_3. Это несколько противоречит заграничной, например чешской, практике, где при больших напорах труба принимается более высокой, например

Таблица 7-1

Отсасывающие трубы ЛМЗ

Тип трубы	$\frac{h_{стр}}{D}$	Для типов турбины	$\frac{h_{соб}}{D_3}$	$\frac{l_{стр}}{D_3}$	λ	$\frac{B_5}{D_3}$	$\frac{A_5}{D_3}$	φ	2θ	$\eta_{отс}$, %
4Н	2,7	ПЛ592	2,415	7,035	5,62	1,79	1,344	3,06	7°38′	82,7
4Е	2,5	ПЛ510, 592	2,250	6,870	5,50	2,57	1,230	4,02	10°24′	83,0
4С	2,3	ПЛ587, 510	2,040	6,660	5,34	2,44	1,230	3,82	10°10′	83,2
4А	1,915	ПЛ577, 587	1,645	5,295	4,24	2,30	1,042	3,05	10°8′	81,3
4Е	2,3	РО82, 638	2,015	4,375	3,50	2,43	1,230	3,80	15°20′	81,0
4Н	2,5	РО638, 82, 211, 123	2,150	6,400	5,11	2,59	1,240	4,09	11°22′	82,5
2О	2,3	РО533, 246	3,180	8,380	6,70	3,22	1,390	5,70	11°50′	83,0

с $h_{стр}=(2{,}3\div2{,}6)\,D$ при напорах 40—70 *м*. Этому можно дать такое объяснение.

Колесо поворотнолопастной турбины имеет снизу обтекатель (например, рис. 10-9). Если он короток, то он снизу «туп» и за ним появляются из-за внезапного расширения струи вредные водовороты. Если сделать его длиннее и «острее», то водовороты уменьшаются, но при низкой трубе он влезает уже в ее колено. Там из-за поворота потока на него действуют боковые силы, отламывающие его от колеса, что и наблюдалось. Следовательно, чем больше напор, тем сильнее эти водовороты, тем дальше должно быть колесо от колена, тем выше должна быть труба.

Заметим, здесь еще следующее. Скорость выхода из колеса v_2 и близкая к ней скорость входа в трубу у разных типов колес ЛМЗ при разных напорах, подсчитанная нами, оказываются довольно постоянными, а именно равными в предельном режиме (при полном открытии) у поворотнолопастных турбин 7,0—12,0 *м/сек* (тем больше, чем тихоходнее тип колеса), а у радиально-осевых 8,4—9,6 *м/сек* (независимо от быстроходности). По французским данным соответствующая скорость тоже почти постоянна и близка к 8,5 *м/сек*.

Что касается выходной из трубы скорости v_5, то она, будучи подсчитана нами для турбин и труб ЛМЗ опять для предельного режима, растет в зависимости от напора примерно так:

$$H=5 \quad 10 \quad 20 \quad 30\ м$$
$$v_5=1{,}6 \quad 2{,}2 \quad 3{,}2 \quad 4{,}0\ м/сек$$

У радиально-осевых же она изменяется прихотливо примерно так:

$$H=32 \quad 100 \quad 150 \quad 200 \quad 265\ м$$
$$v_5=2{,}0 \quad 2{,}4 \quad 2{,}4 \quad 1{,}6 \quad 1{,}6\ м/сек$$

Такие изменения скорости v_5 противоречат общей даваемой обычно рекомендации (например, [Л. 229, рис. 2-15]), *по которой v_5 растет с H у обеих систем турбин* примерно с 1,5 до 3,6 *м/сек*.

Обращается внимание и на то, что под колесом излишне быстрому приросту живого сечения и снижению *скорости способствует и быстро суживающийся книзу* обтекатель колеса. По некоторым опытам (М. Ф. Губина в МИСИ) удлинение обтекателя и более медленное снижение книзу его диаметра являются полезными. Че*хословацкий завод Бланско с той же целью предпочи*тает делать верх отсасывающей трубы на длине обтекателя цилиндрическим и лишь ниже придавать стволу коническую форму.

Зарубежные отсасывающие трубы значительно отличаются от труб типов ЛМЗ, главным образом очертаниями колена.

7-10. ДРУГИЕ ВИДЫ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Цилиндрической отсасывающей трубой сперва снабжались (§ 7-1) вертикальная осевая турбина с целью располагать колесо над нижним уровнем, а кроме того, осуществлять ее регулирование (§ 6-4) посредством особого затвора на выходе из трубы. Коленчатые и изогнутые трубы широко распространились в конце XIX в.; однако тогда изогнутые трубы имели обычно гораздо бо́льшую высоту, чем строительную длину.

С тех пор было предложено много видов труб; они начинали применяться, затем оставлялись, уступая место по тем или другим причинам изогнутой трубе. Их мож*но разнести по двум группам:* труб раструбных и труб колокольчатых.

Раструбными мы называем расширяющиеся прямоосные трубы в виде поверхностей вращения с криво*линейными образующими* (что, конечно, затрудняет их изготовление из листового железа). Обосновать теоретически их применение пытался чех Ф. Пра́шиль. Он исходил из желания придать трубе форму, при которой в ней *возможно* потенциальное течение, т. е. течение, свободное от вихрей. Им была предложена в 1903 г. труба с уравнением ее образующей (рис. 7-11,*г*)

$$zr^2=\text{const}; \qquad (7\text{-}24)$$

в ее очертание вписываются цилиндры постоянного объема, опирающиеся на пол отводной камеры. Действительно, такая труба удовлетворяет требованиям, которые гидродинамика предъявляет к траекториям струй

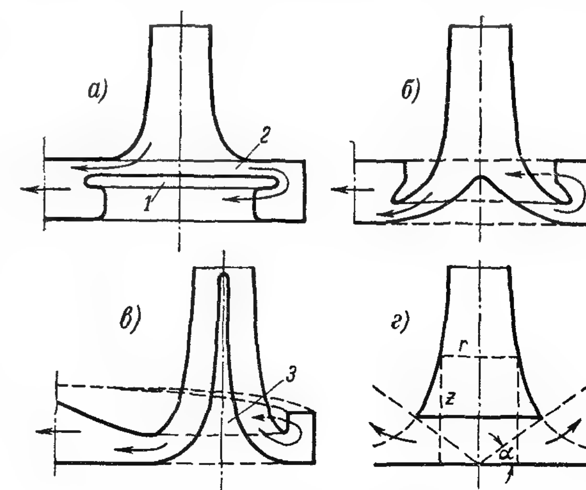


Рис. 7-11. Особые разновидности прямоосной отсасывающей трубы.

Рис. 7-12. Раструбно-обводная труба.

при потенциальном течении. Скорости в ней закономерно падают, а давления нарастают до некоторого сечения, для которого $\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{2}$, где и должны оборваться стенки, так как дальше скорости в трубе нарастали бы. По опытам над такой трубой у нее заметных преимуществ по сравнению с конической найдено не было.

Это можно объяснить невозможностью потенциального течения при вязкой жидкости. Если действительное течение где-либо и совпадает почти с потенциальным, то только в удалении от стенок, например на большой глубине в океанских течениях, а не в узких трубах. С другой стороны, в трубе любой формы можно теоретически представить себе потенциальное течение, траектории струек которого могут быть выражены уравнениями; только последние тем труднее построить, чем сложнее форма трубы. С этой точки зрения можно предложить бесчисленное множество форм труб, удовлетворяющих потенциальному течению. Несколько таких форм (кроме указанной) предлагал и Прашиль.

Предложение Прашиля об определении формы трубы по потенциальному течению разрабатывалось позднее Миловичем [Л. 152], Чаплыгиным [Л. 236] и Павловым [Л. 181], но в практику так рассчитанные трубы не внедрялись.

К раструбным относится труба, предложенная в 1921 г. американцем У. Уайтом под названием «восстановителя с гидроконом», т. е. с водяным конусом (hydrocone-regainer), по рис. 7-11,*а*. Выходящая из трубы вода *2* упирается в горизонтальный экран *1* (щит), растекается по его окружности и направляется в отводную камеру частью напрямик, частью под экраном; такую трубу можно называть раструбно-экранной. Другой вариант его трубы (рис. 7-11,*б*) — с небольшим возвышением на дне и с обратным течением поверху.

В других конструкциях экрана нет, и вода, вышедшая из раструба, собирается двумя обводами — полуулитками с полостями, расположенными выше устья трубы или под экраном; такую трубу можно называть раструбно-обводной (рис. 7-12).

Колокольчатая труба, предложенная тогда же американцем Л. Муди, названная им расходящейся (spreading draft tube) и часто называемая в СССР гидроконом, представляет собой раструбную трубу (рис. 7-11,*в*) с помещенным внутри раструба неподвижным сердечником (ядром) в виде тела вращения (коноида). Образующаяся полость сходна с формой тела колокола. Вода выходит из колокола или в просторную отводную камеру со свободной поверхностью, или же в два обвода, как у раструбно-обводной, или даже в неполную улитку.

Несомненным достоинством колокольчатой трубы является ее способность переводить в разрежение кинетическую энергию сильно закрученного потока. Именно для нерабочего потока действительны закон постоянства момента скорости (§ 3-6) и уравнение (3-16). По этому закону вода, удаляясь от оси вдоль расширяющейся трубы, уменьшает не только свою меридианную слагающую, но и тангенциальную, переводя соответствующую кинетическую энергию в давление. У конической и раструбной труб такое удаление незначительно, а у колокольчатой — велико, что и ведет к лучшему использованию ею закрученного колесом потока. Может быть, кроме того, сердечник, заполняя ту часть полости, где имеется наиболее неправильное сбитое течение, уменьшает вихревые потери. Коэффициент восстановления колокольчатой трубы указывается высоким, порядка 0,8.

Ее недостатками, так же как и раструбно-обводной трубы, являются, во-первых, бóльшая ширина трубы в плане, что увеличивает фронт здания, а, во-вторых, ее

огромная в плане же полость, над которой висят без опор большие объемы бетона с опирающимися на них турбиной и генератором. Некоторым монтажным удобством являются возможность опереть вал и ротор на сердечник при ремонте подпятника и отсутствие (§ 18-4) обтекателя.

В настоящее время для низконапорных русловых станций (Саратовская, Советская и др.) разрабатываются конструкции с использованием раструбных труб. При этом значительное увеличение по сравнению с изогнутой отсасывающей трубой ширины блока (более $4D$) компенсируется возможностью использования его для пропуска паводочных расходов, что позволяет отказаться от сооружения плотины. Это оказывается экономически оправданным.

Кроме того, применение такой формы трубы благоприятно с точки зрения возможности упрощения форм конструкции блока и применения сборных железобетонных элементов.

Для изогнутой трубы также предлагались разные варианты. Так, Каплан предложил не делать на ее колене наружного скругления, а оформить здесь полость в виде пятки (рис. 7-6,*г*); заметного улучшения работы это не дало.

В колено вводились перегородки *L* по тому же рисунку, польза которых тоже оставалась до последнего времени недоказанной.

Пытались изогнутую трубу быстро сплющивать еще до колена и получать колено малого радиуса, большой ширины и малой высоты (мало удовлетворительная «локтевая» труба по рис. 7-13).

Замечено, что в устье трубы, под потолком отводного патрубка изогнутой трубы, скорости часто ничтожны или даже обратны. Это повело к предложению снижать во всем патрубке потолок около серединного бычка («хребтовая» труба, рис. 7-6,*г*, пунктир *M*).

В СССР пяточные трубы имеются на гидростанциях Кегумской, Рублевской, Александровской, раструбно-обводные (с раструбами по Прашилю) — на гидростанциях Кадырьинской и Канакерской. На Днепровской гидростанции были осуществлены в 1934 г. по американскому проекту трубы локтевые, оказавшиеся мало пригодными при некоторых режимах турбины. Хребтовая труба имеется на Фархадской гидростанции.

Рис. 7-13. Локтевая труба Днепровской гидростанции и варианты ее улучшения.

Рис. 7-14. Изогнутая труба с сечениями постоянной высоты.

Милович, много работавший по отсасывающим трубам [Л. 152 и 155], предложил [Л. 154] для малых турбин изогнутую трубу в виде длинного колена большой высоты и с большими радиусами кривизны при сечениях постоянной высоты и растущей ширины (рис. 7-14).

Для ослабления вихревого слоя и уменьшения тем самым потерь в трубе предлагалось или отсасывать воду этого слоя, или смывать его подводимой струей. Соответствующие отверстия располагались при опытах в потолке отводного патрубка ниже колена по течению.

Перед пуском турбины полость отсасывающей трубы выше уровня нижнего бьефа бывает заполнена воздухом; однако после пуска труба заряжается, т. е. заполняется сплошь водой сама собой, без посторонней помощи. Именно по открытии турбины вода начинает протекать через нее под напором, равным лишь разности отметок верхнего бьефа и направителя, но и при соответствующем малом расходе воздух из трубы все же быстро уходит с водой. Нам известен лишь один случай, когда неуклюжая по форме, объемистая и длинная изогнутая труба при малом напоре и большой высоте отсасывания заряжаться не могла и мощность турбины оставалась ничтожно малой, что и потребовало замены трубы.

Настойчивое стремление уменьшить высоту трубы (§ 7-9) при улучшении или хотя бы без ухудшения ее коэффициента восстановления понуждает изыскивать новые ее формы, в частности организовать поворот потока с вертикального направления на горизонтальное так, чтобы он влек за собой наименьшие потери. С этой целью, в частности: изыскиваются благоприятные число, форма и расположение перегородок в колене; предлагается вернуться к колокольчатой трубе, придав ее полости ту же умеренную ширину в плане, какую имеет современная изогнутая труба; тогда обратный ход воде дается над нижней частью раструба или под экраном, занимающим всю ширину полости. Далее, делаются попытки вместить сердечник сложной формы в раздутое колено изогнутой отсасывающей трубы, опирая его или на дно, или на удобообтекаемые бычки. Наконец, колено трубы разбивается перегородками на отдельные сквозные ячейки и т. п.

Отсасывающую трубу в виде обратного сифона см. § 16-9.

7-11. ВЛИЯНИЕ УЛУЧШЕНИЯ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ НА РАБОТУ ТУРБИНЫ

Относительные потери в трубе равны:

$$(1-\eta_{\text{отс}})\frac{v_3^2}{2gH} = (1-\eta_{\text{отс}})V_3^2. \quad (7\text{-}25)$$

Следовательно, приращение коэффициента восстановления ведет к уменьшению потерь в турбине и приращению ее гидравлического к. п. д. на

$$\Delta\eta_{г} = \Delta\eta_{отс} V_3^2 \,. \qquad (7\text{-}26)$$

Труба создает под колесом динамическое разрежение $\eta_{отс} V_3^2 H$. Следовательно, ее улучшение увеличивает разрежение и напор, под которым работает колесо, на $\Delta\eta_{отс} V_3^2 H$. Расход увеличивается пропорционально корню из отношения напоров, т. е. новый расход будет:

$$Q' = Q\sqrt{\frac{\eta_{г} H + \Delta\eta_{отс} V_3^2 H}{\eta_{г} H}} =$$

$$= Q\sqrt{1 + \frac{\Delta\eta_{отс} V_3^2}{\eta_{г}}} \,. \qquad (7\text{-}27)$$

Мощность пропорциональна напору в степени $^3/_2$ и к. п. д. Тогда

$$N' = N\left(1 + \frac{\Delta\eta_{отс} V_3^2}{\eta_{г}}\right)^{3/2}\left(1 + \frac{\Delta\eta_{г}}{\eta_{г}}\right). \qquad (7\text{-}28)$$

Пусть, например $V_3 = 0{,}6$; $\eta_{г} = 0{,}9$. Тогда увеличение коэффициента восстановления на 10% (например, с 65 до 75%) дает увеличение к. п. д. турбины на $3{,}6\%$, расхода—на 2%, мощности — на $10{,}3\%$; очевидна большая двоякая польза от повышения коэффициента восстановления.

7-12. ОПТИМАЛЬНАЯ ДЛИНА ИЗОГНУТОЙ ТРУБЫ

Если стремление проектировщиков гидростанций удешевить строительство требует уменьшения высоты изогнутой трубы, то стремление турбостроителей повысить ее *коэффициент восстановления, к. п. д.* турбины и выработку энергии должно требовать выбора для нее экономически наивыгоднейшей длины. Можно думать, что в некоторых случаях принимаемая длина труб недостаточна и этим снижается экономичность гидротурбин.

В § 7-5 мы дали анализ опытов над коническими трубами (более полные данные приведены на рис. 7-15) и пришли к заключению, что каждому значению долготы λ соответствует некоторая оптимальная величина разведения φ (линия AB на рис. 7-15). По этому графику чем ближе соотношение λ и φ к точке C (практически недосягаемой из-за огромной длины трубы), тем больше коэффициент восстановления. Надо предположить, что такая же закономерность имеется и для изогнутых труб. Однако на основании немногочисленных опытов в ВИГМ и МВТУ можно думать, что потери в изогнутой трубе вообще больше, чем в равноценной (т. е. с теми же λ и φ) конической на 5—10 абсолютных процента, и больше, чем они показаны на топограмме (рис. 7-15), на 10—15%.

Тогда эту топограмму, построенную для конических труб, заменяем топограммой для изогнутых (рис. 7-16).

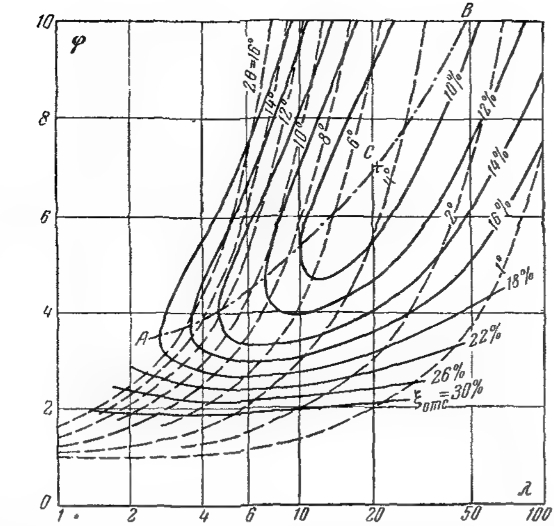


Рис. 7-15. Зависимость потерь в конической отсасывающей трубе от долготы и разведения при осевом потоке.

На ней повторяем прежние координатную сетку, линии раскрытия 2θ и потерь $\xi_{отс}$, но цифровые значения этих потерь увеличиваем на 10%. Конечно, эта топограмма нуждается в уточнении новыми опытами. На графике нанесены линия AB, отвечающая гидравлическому потолку для конической трубы (по рис. 7-15), и CD — для изогнутых труб.

Мы изучили размеры известных нам советских и зарубежных изогнутых труб и получили [Л. 287] табл. 7-2.

Таблица 7-2

Относительные размеры современных отсасывающих труб

		λ	φ	2θ
1	Советские трубы десяти разных турбин 1932—1953 гг., среднее	5,00	3,03	8°23′
2	Заграничные трубы семи турбин 1938—1950 гг., среднее . . .	5,36	3,57	9°28′
3	Заграничные трубы десяти новейших поворотнолопастных турбин, среднее	7,5	6,5	12°9′
4	Рекомендация завода Фойт для таких турбин	6,1	4,83	11°10′

Рассмотрение таблицы приводит к таким заключениям.

Советские трубы (строка 1) вообще заметно короче даже старых заграничных (строка 2), а в последнее годы за границей стали строить еще более длинные трубы (строки 3 и 4). Разница в длинах очень большая: 7—50%.

Мы изучили известные нам серии параллельных, произведенных каждый раз в одинаковых условиях исследований более или менее однообразных изогнутых отсасывающих труб разной долготы λ. Таких серий от 1920 до 1955 г. нашлось 14, из них советских 9. Все эти опыты показали, что всякое удлинение трубы (в отно-

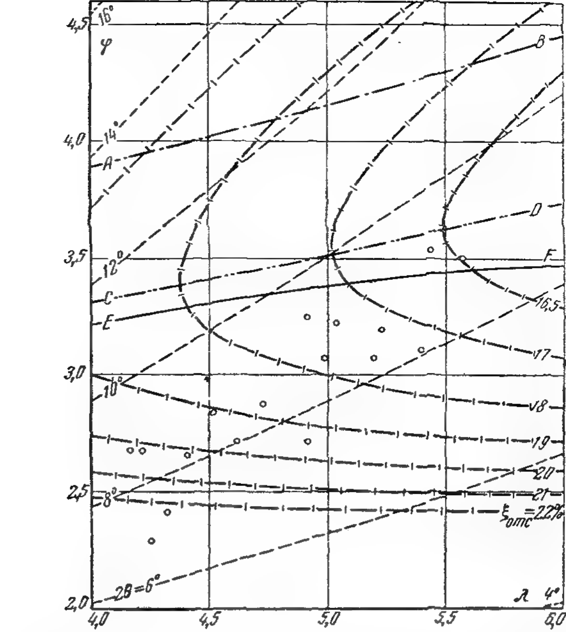


Рис. 7-16. Примеры соотношения между долготой и разведением у изогнутых отсасывающих труб низконапорных гидростанций.

шении ее высоты или горизонтальной длины) полезно, увеличивая ее коэффициент восстановления и приближая ее точку на рис. 7-16 к вероятному гидравлическому потолку CD. Конечно, удлинение за счет увеличения высоты трубы выгоднее, чем за счет горизонтального удлинения (табл. 7-3), но здесь препятствиями являются *кавитационные явления.*

Таблица 7-3

Работа отдельных частей изогнутой отсасывающей трубы

	Конус	Колено	Отвод	Выход	Труба
Потеря, %	5	5	5	10	25
Восстановление, %	50	5	20	—	75
					100

Работа отдельных частей изогнутой трубы еще недостаточно изучена. Наша обработка некоторых лабораторных исследований дала табл. 7-3, которую надо рассматривать как первое приближение. Из нее можно заключить, что удлинение конуса (и увеличение высоты) трубы полезнее, чем удлинение отвода, но все же и последнее приносит значительную пользу.

Изучая на воздушном стенде работу отсасывающих труб, Повх определил [Л. 185] потерю в колене в 4,9—5,6%, а в отводе — в 6,1—6,7%, что близко к нашим цифрам.

По всем этим соображениям мы приходим к заключению, что в некоторых случаях проектировщики гидростанций в погоне за уменьшением капиталовложений принимают заниженную длину отсасывающих труб турбин, принося этим большой ущерб народному хозяйству, так как от этого заметно снижается к. п. д. турбин (в первую очередь, конечно, поворотнолопастных), уменьшается выработка энергии станциями, уменьшается мощность при том же их турбинном оборудовании.

Конечно, удлинение трубы не должно быть неразумно большим: во-первых, длина трубы не должна быть выше гидравлического потолка (примерно за линию CD на рис. 7-16); во-вторых, она не должна быть выше и экономического предела (линия EF), т. е. проектировщики должны учитывать влияние удлинения трубы, с одной стороны, на рост выработки энергии, а с другой — на рост капиталовложений.

Мы высказали свои сомнения в выгодности коротких труб в печати еще в 1935 г. В 1952 г. мы на нескольких совещаниях горячо критиковали проекты труб наших новых огромных гидростанций. Возможно, что отчасти вследствие этой критики трубы Волжской гидростанции имени Ленина в последующих проектах постепенно удлинялись, а именно:

проект 1951 г.: $\lambda = 4{,}41$; $\varphi = 2{,}65$; $2\theta = 8°12'$;
проект 1952 г.: $\lambda = 4{,}59$; $\varphi = 2{,}94$; $2\theta = 8°10'$;
проект 1953 г.: $\lambda = 5{,}51$; $\varphi = 3{,}47$; $2\theta = 8°54'$.

Рост размеров трубы от первого проекта до третьего по нашим топограммам и расчетам увеличивает коэффициент восстановления с 71 до 77%, а к. п. д. турбины — на 2,16%. Если осторожно предположить, что при эксплуатации турбины средний за год прирост этого к. п. д. лишь 1,2%, то и тогда при выработке станцией ежегодно 10^{10} *квт·ч* за 15 лет погашения прибавится выработка 1,8 млрд. *квт·ч* стоимостью около 18,6 млн. руб. Мощность станции при том же оборудовании возрастает на 43 000 *квт*, что можно оценить экономией капиталовложений 8,6 млн. руб. Общая экономия составит 26,6 млн. руб., это, конечно, значительно превышает стоимость удлинения труб на 11,3 *м* (стоимостные показатели в старом масштабе цен.).

Более подробное изложение наших соображений этого параграфа см. в [Л. 287].

7-13*. НИЖНИЙ БЬЕФ КАК ВОССТАНОВИТЕЛЬ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Отсасывающая труба, воспринимая на выходе из колеса турбины поток с большой кинетической энергией, переводит значительную часть последней в энергию давления, повышая этим напор, расход, к. п. д. и мощность турбины.

Однако и на выходе из отсасывающей трубы поток обладает еще вполне заметным остатком кинетической энергии. Возникает вопрос, не переводится ли часть и этой энергии в давление еще и в нижнем бьефе гидростанции. Результат этого перевода должен сказаться в снижении давления в выходном сечении трубы по сравнению с давлением, определяемым уровнем нижнего бьефа на некотором удалении от станции и соответствующим ее расходу.

В отдельных монографиях только советских авторов (А. А. Сабанеев, С. М. Слисский, А. М. Чистяков) возможность такого восстановления признается, но авторы, как будто, считают его вероятным лишь при вы-

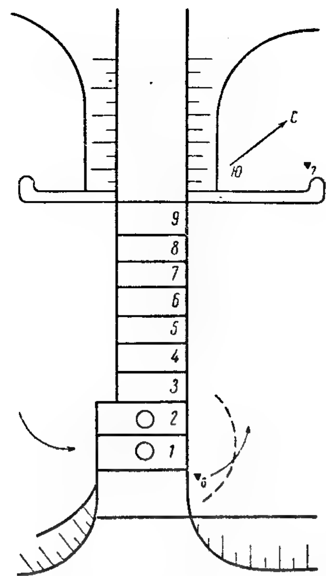


Рис. 7-17. Схематический план Угличской гидростанции.
1, 2 — турбины; *3—9* — водосливы.

ходе воды из модельной турбины в лоток, а из натурной — в узкий канал, а если и в просторный нижний бьеф, то по крайней мере с очень умеренным отношением (например, 2,8) живого сечения бьефа к выходному сечению отсасывающей трубы.

Полагаем, что нам первым удалось в 1950 г. наблюдениями при испытании турбины на Угличской гидростанции установить [Л. 290], что такое восстановление кинетической энергии в нижнем бьефе происходит также и в том случае, когда он очень широк и глубок (названное отношение здесь при одной работающей турбине около 8).

На этой станции наличность восстановления устанавливается сравнением двух отметок уровня воды в нижнем бьефе: отметки ∇_7 (за нижним пирсом, рис. 7-17) и ∇_6 (за выходом из отсасывающей трубы). Имеется вообще бо́льшая нуля разность

$$\Delta h = \nabla_7 - \nabla_6, \qquad (7\text{-}29)$$

показывающая, что при работе турбины уровень за ее отсасывающей трубой снижается против бытового уровня в русле реки, имеющегося там, где воздействие работы станции на поток уже исчезает. Называем эту разность по Слисскому «перепадом восстановления», хотя более подходящим, пожалуй, термином был бы «подъем восстановления».

Мы подобрали для разных предположений несколько формул, позволяющих определить этот перепад; один из них дан А. А. Сабанеевым, другие упрощены нами из формул, предложенных для расчета перепада эжекции (§ 10-21) Г. Креем, С. А. Егоровым, С. М. Слисским, третьи основаны на самых простых предположениях С. М. Слисского и М. А. Мосткова; одна из формул построена нами.

Замерами на Угличской гидростанции был определен перепад восстановления в среднем для разных расходов как

$$\Delta h = 4{,}16 \cdot 10^{-7} Q^2. \qquad (7\text{-}30)$$

При Q, доходившем до 654 *м³/сек*, Δh доходит до 0,178 *м*.

Сравнение этого выражения с разными формулами показало, что достаточно надежно можно определять перепад по одной из простейших формул, а именно по такой:

$$\Delta h = \frac{Q^2}{g b_7 (h-a)} \left[\frac{\beta_5}{f_5} - \frac{\beta_7}{b_7 (h-a)} \right]. \qquad (7\text{-}31)$$

Размеры b_7, h, a указаны на рис. 7-18 (индекс 7 относится к выходу из нижнего бьефа в бытовое сечение реки); $f_5 = b_5 h_5$ есть выходное сечение отсасывающей трубы; β_5 — коэффициент количества движения потока (Буссинеска) в сечении *5*; β_7 — то же в сечении *7*. Как известно, коэффициент β подсчитывается по известному коэффициенту кинетической энергии потока (Кориолиса) как

$$\beta = \frac{\alpha + 2}{3}.$$

При расчетах можно принимать в первом приближении $\beta_5 = 1{,}17$ и $\beta_7 = 1{,}03$. Наше дополнительное исследование показало, что неточное назначение этих коэффициентов (например, для β_5 в пределах 1,07—1,33 и для β_7 — 1,02—1,07) изменяет перепад очень немного, вообще в пределах точности формулы (7-31).

Можно назвать коэффициентом восстановления нижнего бьефа величину

$$\eta_{н.б} = \Delta h : \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} = B \frac{\Delta h}{Q^2}. \qquad (7\text{-}32)$$

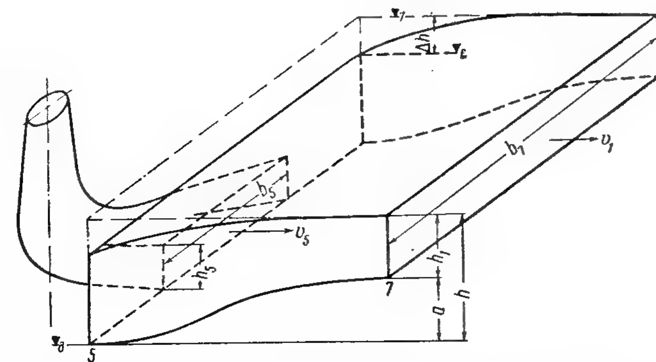


Рис. 7-18. Очертания объема воды в нижнем бьефе как в восстановителе кинетической энергии.

При учете для Угличской станции выражения (7-30) получаем для нее, что $\eta_{н.б}$ при разных расходах постоянно, а именно равно 17,7%.

Если принять, что напор турбины за время ее испытаний равнялся в среднем 11,5 *м*, то увеличение его на Δh увеличивает к. п. д. турбины на

$$\Delta\eta = \Delta h : H = \Delta h : 11{,}5.$$

Этот прирост равен примерно 0,2% при расходе 235 *м³/сек* и доходит до 1,5 при 654 *м³/сек*.

Восстановление кинетической энергии выхода из колеса происходит в основном, конечно, в отсасывающей трубе; в относительных процентах дополнительное в нижнем бьефе восстановление незначительно.

На Угличской гидростанции труба имеет разведение $\varphi = 2{,}84$ и относительную осевую длину $\lambda = 4{,}35$. Этому по рис. 7-16 соответствует коэффициент восстановления трубы η около 81%, т. е. такую долю выходящей из колеса энергии она восстанавливает в давление. Затем доля $\frac{1}{\varphi^2} = 12{,}4\%$ выпускается ею в нижний бьеф, а остаточная доля 6,6% тратится на внутренние потери трубы.

Из этих то 12,4% нижний бьеф и восстанавливает 17,7%, чему соответствует лишь 2,17% выпускаемой колесом энергии. Иначе говоря, восстанавливающее действие нижнего бьефа здесь в 37 раз слабее такого же действия трубы.

Однако при переходе к абсолютным цифрам работа нижнего бьефа все же оказывается очень полезной. Если принять, что Угличская станция выдает в год 250 млн. *квт·ч*, что средний расход каждой ее турбины во время ее работы 500 *м³/сек* и что при этом средний к. п. д. агрегата равен 90%, то можем рассчитать следующее.

Перепад восстановления равен 0,104 *м*, т. е. 0,905% напора 11,5 *м*. На столько же абсолютных процентов увеличивается к. п. д. агрегата, чему соответствуют его увеличение на $(0{,}905 : 90) \cdot 100 = 1{,}006$ относительного процента и увеличение годовой выработки на на 2 515 000 *квт·ч*. Такова вероятная польза, приносимая народному хозяйству работой нижнего бьефа на данной гидростанции.

Желательно было бы выяснить, как видоизменения очертаний и размеров нижнего бьефа влияют на восстановление им энергии; тогда, вводя в проект эти видоизменения, можно было бы повышать полезное значение бьефа.

Если доверять формуле (7-31), то перепад восстановления при постоянных Q и $f_7 = b_7(h-a)$ растет с ростом v_5, т. е. с уменьшением f_5. Но уменьшать выходное сечение трубы и этим значительно портить ее работу, чтобы незначительно увеличить восстановление в нижнем бьефе, конечно, бессмысленно.

С другой стороны, можно принять v_5 заданным. Тогда исследованием формулы (7-31) можно найти, что при повышении v_7 до величины

$$v_7 = \frac{\beta_5}{\beta_7} \cdot \frac{v_5}{2}$$

достигают максимума как перепад

$$\Delta h_{макс} = \frac{\beta_5^2}{2\beta_7} \cdot \frac{v_5^2}{2g},$$

так и коэффициент восстановления

$$\eta_{н.б.макс} = \frac{\beta_5^2}{2\beta_7 (3\beta_5 - 2)}.$$

В Угличе v_5 находилось в пределах 1,30—3,64 *м/сек*, v_7 — в пределах 0,17—0,46 *м/сек*. Для получения $\Delta h_{макс}$ надо было бы иметь $v_7 = 0{,}74 \div 2{,}06$ *м/сек*. Однако повышение бытовой скорости реки за пределами нижнего бьефа (например, увеличением здесь уклона ее русла) вне власти проектировщиков и строителей.

Приведенное рассуждение способно вызвать такое недоумение: как возможен рост восстановления энергии нижним бьефом при росте кинетической энергии, выносимой из нижнего бьефа? На это даем такой ответ: хотя при этом выходная из бьефа потеря и растет (с 11,5 до 23,2%), но внутренние в нем потери падают (с 70,5 до 32,8%).

Более полное рассмотрение всех затронутых в этом параграфе вопросов см. в нашей статье [Л. 290].

7-14*. ВИДЫ НАПОРА У ТУРБИНЫ И ГИДРОСТАНЦИЙ

У турбины за ее рабочий, т. е. располагаемый ею, напор могут приниматься очень разнообразные величины, а следовательно, надо различать и разные его виды. Иметь несколько его видов удобно, так как в одних случаях целесообразно применять один его вид, в других — иной. Коэффициент полезного действия турбины вычисляется по ее напору; следовательно, разным видам напора соответствуют и разные виды к. п. д.

Мы уже познакомились (§ 7-4) с напорами и видами к. п. д. турбины — полным и собственным. Однако и полный напор может быть

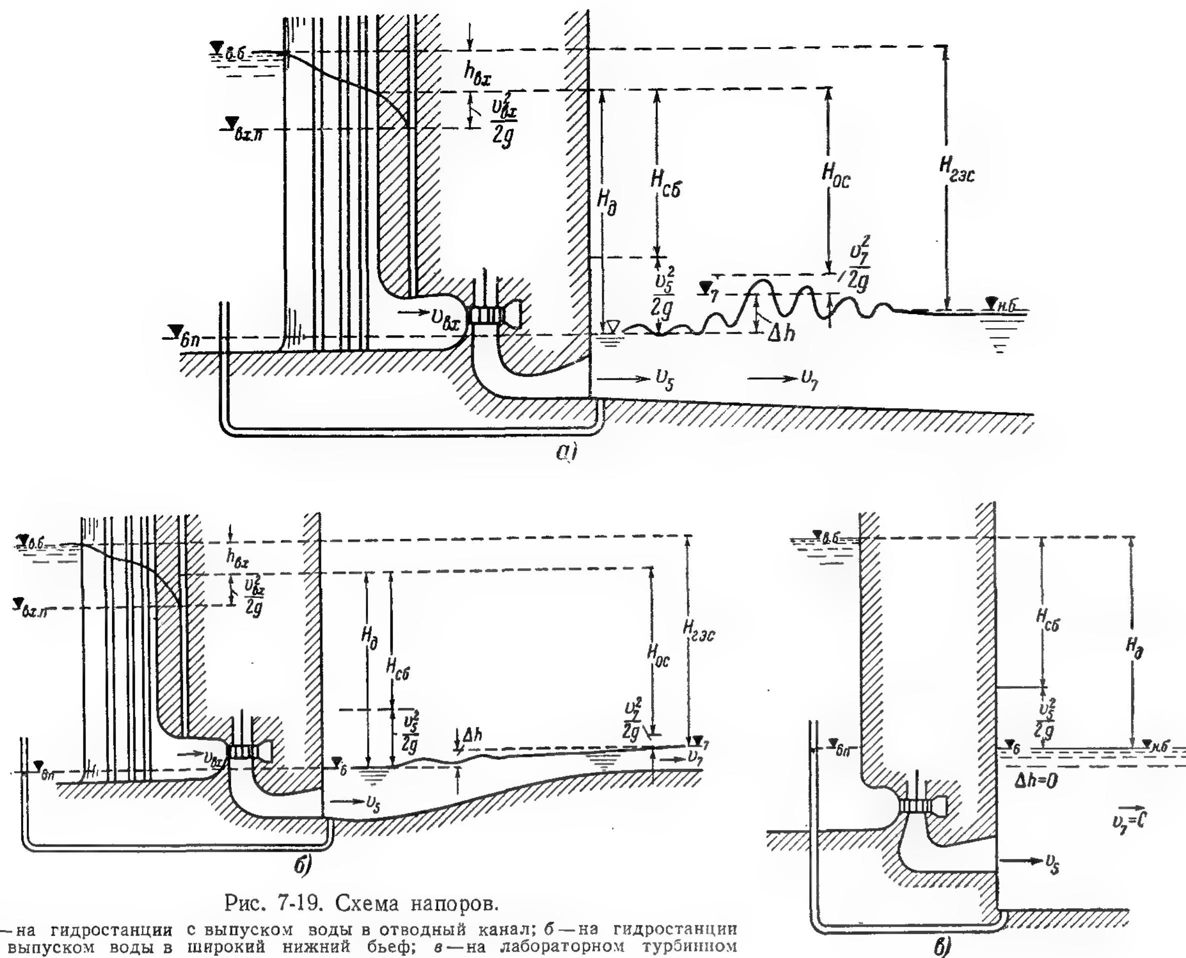


Рис. 7-19. Схема напоров.

а — на гидростанции с выпуском воды в отводный канал; *б* — на гидростанции с выпуском воды в широкий нижний бьеф; *в* — на лабораторном турбинном стенде.

вычислен по-разному, т. е. он распадается на подвиды. Находим удобным рассмотрение этих подвидов вести здесь, уже после изучения работы нижнего бьефа (§ 7-13).

Материалы Международной электротехнической комиссии определяют рабочий напор как разность выраженных в метрах столбов жидкости удельных энергий (§ 1-2) перед и за турбиной. Что есть такая энергия перед турбиной, достаточно ясно: это — сумма энергий положения, давления и скорости во входе в турбинную камеру.

Энергия же на выходе определяется по этим материалам примерно так: в отводном от турбины канале берется сечение вдали от местных возмущений свободной поверхности и от вызываемых внешними влияниями преувеличенных ее подъемов; оно берется там, где средняя (для поперечника сечения) отметка его свободной поверхности является наивысшей, однако вообще на расстоянии от выхода из изогнутой трубы, не меньшем, чем ширина ее выходного сечения; к определенной так отметке ∇_7 (рис. 7-19,*а*) добавляется скоростной напор $\frac{v_7^2}{2p}$, это и дает выходную удельную энергию. Подсчитанный по ней полный к. п. д. называется в этих материалах напором — полезным или эффективным, в нашей литературе — иногда «напором нетто». Мы его будем дальше называть основным.

На рис. 7-19 нами помечены обозначения:

$\nabla_{в.б}$ — отметка уровня верхнего бьефа;
$h_{вх}$ — потеря входа;
$v_{вх}$ — средняя скорость входа;
$\nabla_{вх}$ — отметка уровня пьезометра на входе;
v_5 — средняя скорость выхода из отсасывающей трубы;
∇_6 — отметка уровня в нижнем бьефе непосредственно за этим выходом;
$\nabla_{6п}$ — отметка уровня пьезометра здесь же;
∇_7 — отметка уровня, указываемая в материалах комиссии;
v_7 — средняя скорость в соответствующем сечении;
$\Delta h = \nabla_7 - \nabla_6$ — подъем уровня;
$\nabla_{н.б}$ — отметка уровня нижнего бьефа, т. е. уровня в отводном канале там, где в нем уже установилось равномерное течение.

Из графика видно, что входная энергия

$$\varepsilon_{вх} = \nabla_{в.б} - h_{вх} = \nabla_{вх.п} + \frac{v_{вх}^2}{2g};$$

выходная по материалам комиссии

$$\varepsilon_{вых} = \nabla_7 + \frac{v_7^2}{2g} = \nabla_6 + \Delta h + \frac{v_7^2}{2g}$$

и основной напор

$$H_{ос} = \varepsilon_{вх} - \varepsilon_{вых}.$$

Мы видим в напоре такого вида несколько недостатков. Первый из них: замер отметки ∇_7 (рис. 7-19,*а*) колеблющегося уровня очень труден и произволен.

Второй недостаток: из указаний по замеру этого напора можно понять, что все его определения относятся к случаю выпуска воды из отсасывающей трубы в отводной канал небольшого сечения, где восстановление кинетической энергии (Δh) происходит на небольшом расстоянии от трубы. Тогда возникает вопрос, как вычислять основной напор на низконапорной гидростанции с нижним бьефом большого сечения.

Если за отметку нижнего уровня на рис. 7-19,*а* принимается отметка ∇_7 там, где он уже поднялся на перепад восстановления Δh, то так надо было бы поступить и при широком нижнем бьефе (рис. 7-19,*б*). Но тогда эту отметку придется искать очень далеко от выхода из трубы, например на Угличской станции, на расстоянии около 250 *м*.

Здесь, как будто, очевидно, что работа самой турбины определяется уровнем ∇_6 и противодавлением в том же сечении, а не уровнем ∇_7.

Мы считаем, что величина перепада восстановления Δh определяется не качеством турбины, а качеством нижнего бьефа. Следовательно, в данном случае основной напор $H_{ос}$, определяемый по материалам комиссии, для оценки качества турбины непригоден. А так как он должен определяться однообразно и при просторном нижнем бьефе и при выпуске воды в отводной канал, то он неприемлем и в последнем случае.

Третий недостаток основного напора: он несравним с напором, замеряемым в лабораториях на модельных стендах; следовательно, и к. п. д. натурной турбины, вычисленный по этому напору, несравним с к. п. д., определенным у модели и показанным на ее характеристиках.

Нижний бьеф наших обычных стендов (рис. 7-19,*в*) имеет очень мало общего с нижним бьефом гидростанции (рис. 7-19,*а* и *б*). Здесь он обычно имеет вид глубокого и широкого резервуара с площадями живых сечений, значительно (например, в 15—20 раз) бо́льшими, чем площади выхода из отсасывающей трубы. Кинетическая энергия выхода из нее здесь рассеивается, ее восстановление не улавливается. Напор модели $H_д$ определяется как разность между удельными энергиями: входа и потенциальной в нижнем бьефе, замеряемой в нем по уровню ∇_7.

С. М. Слисский предложил в 1955 г. называть этот напор $H_д$ действующим; мы предпочитаем термин «действительный». Для сравнения к. п. д. модельной и натурной турбин надо оба их вычислять по одному и тому же действительному напору. А он у натуры определяется по уровню ∇_6 непосредственно за выходом из трубы или, что почти то же, по уровню пьезометра $\nabla_{6п}$ (рис. 7-19,*а* и *б*). Действительный напор принадлежит к числу полных.

Наконец, гидростанционным напором $H_{гэс}$ (те же рисунки) можно назвать разность уровней верхнего и нижнего бьефов за пределами воздействия на поток работы турбин.

Более полное рассмотрение вопросов, затронутых в этом параграфе, см. в нашей статье [Л. 290]. Сравнение замеренных на Угличской гидростанции значений к. п. д. разных указанных выше видов см. § 19-3.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

КАВИТАЦИЯ

8-1. ДАВЛЕНИЯ В ТУРБИНЕ

Рассмотрим, как меняется давление воды вдоль ее пути по органам реактивной турбины, начиная от входа в последнюю (т. е. от входа в турбинную камеру) до выхода из отсасывающей трубы. На рис. 8-1 слева изображена последовательность этих органов, справа — график изменения давления в зависимости от изменения разных величин. Влево от прямой *AB* откладываем положительные высоты (отметки) точек турбины над нижним уровнем, вправо — отрицательные. Турбинную камеру, направитель и колесо предполагаем на одной и той же высоте $z_{вх}$, равной высоте

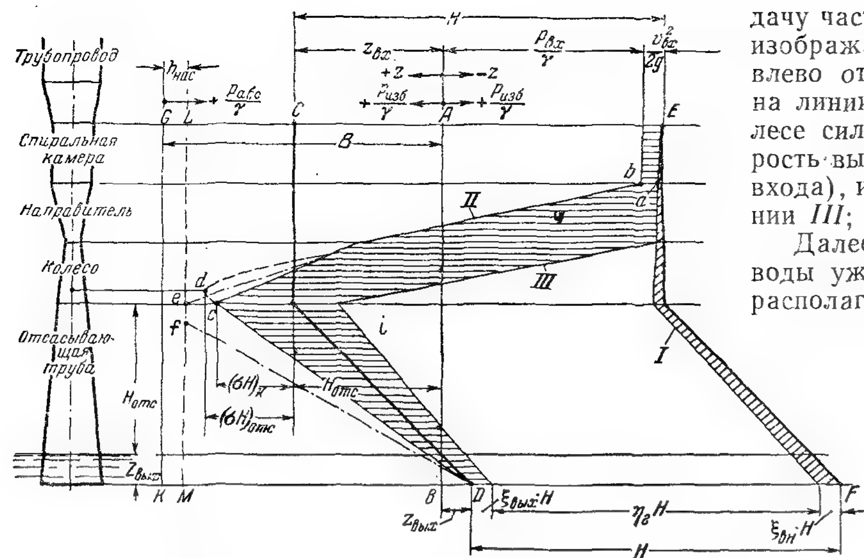


Рис. 8-1. Распределение давлений в реактивной турбине.

отсасывания (§ 7-2) $H_{отс}$. Выход из трубы находится на отрицательной высоте (глубине погружения) $z_{вых}$.

Вправо от линии отметок CD откладываем рабочий напор H турбины. Получаем линию EF. При входе напор разбивается по трем видам энергии на $z_{вх}$, $\frac{p_{вх}}{\gamma}$ и $\frac{v_{вх}^2}{2g}$, где $v_{вх}$ — скорость входа в спиральную камеру. Под $p_{вх}$ понимаем давление, избыточное над атмосферным.

Отложим влево от AB атмосферное давление $B=\frac{p_{атм}}{\gamma}$ в метрах водяного столба. Имеем прямую GK.

Прослеживаем путь воды. Пока она течет по улитке, ни отметка, ни ее скоростной напор не меняется. Однако имеются некоторые гидравлические потери. Отложим их влево от линии EF (точка a линии I), а еще левее — прежнюю скоростную энергию (точка b на линии II). Видим, давления как избыточное, так и абсолютное снизились. Продолжаем действовать так и дальше, откладывая влево от EF нарастающие потери; получаем непрерывную линию I. В направителе скорость растет очень сильно, отчего линия II отходит сильно влево. Давления падают; на графике давление перед колесом меньше атмосферного, что и бывает в низконапорных турбинах в некоторых режимах.

По поступлении воды в колесо вода начинает отдавать свою энергию колесу. Эту отдачу части напора (удельной энергии) изображаем отрезком, откладываемым влево от линии I. Получаем точку i на линии III. Скоростной напор в колесе сильно падает (абсолютная скорость выхода из него меньше скорости входа), и линия II приближается к линии III; давление продолжает падать.

Далее полезного отъема энергии от воды уже не происходит и линия III располагается параллельно линии I. Скоростной напор в отсасывающей трубе снижается, но снижается и отметка, почему давление нарастает. На выходе из трубы оно становится равным глубине $z_{вых}$ ее погружения под уровень.

Видим, что на выходе рабочий напор (см. внизу графика) разделился на три части: отданную колесу энергию $\eta_г H$, выходную потерю $\xi_{вых}H$ и внутреннюю (остальную гидравлическую) потерю $\xi_{вн}H$.

При таком рассмотрении наибольшее разрежение оказывается под колесом. Оно больше статического разрежения $H_{отс}$ на величину дополнительного динамического, вызванного расширением отсасывающей трубы разрежения. В § 8-3 положение места с наибольшим разрежением будет уточнено.

8-2. ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕНИЯ ПАРОВ ВОДЫ

Из рис. 8-1 видим, что давление в реактивной турбине сильно снижается под колесом. Оно здесь по (7-5) и (7-9) равно атмосферному за вычетом статического (высоты отсасывания) и динамического (от расширения отсасывающей трубы) разрежений:

$$\frac{p_3}{\gamma}=B-H_{отс}-\eta_{отс}\frac{v_3^2}{2g}. \qquad (8\text{-}1)$$

Посмотрим, что может произойти при значительном снижении этого давления.

Вода, как и всякая жидкость, находясь под некоторым постоянным давлением, закипает (выделяет пузырьки своего пара) при повышении ее температуры до определенного, соответствующего ее давлению значения. Так, находясь под давлением $p=1{,}033$ *кг/см*^{2} (среднее атмосферное давление на уровне моря; соответствует столбу воды 10,33 *м* или ртути 76 *см*), она закипает при нагреве ее до 100° С. Но она закипает и при иной, более низкой температуре при снижении ее давления до определенного, соответствующего этой температуре значения. Таким образом, каждой температуре воды соответствует определенное давление, при котором она способна кипеть. Это давление $p_{нас}$ называется давлением насыщения ее паров при данной температуре. Значения этого давления указаны в табл. 8-1.

Таблица 8-1

Давление насыщения водяных паров

t, °С	0	10	20	40	60	80	100
$h_{нас}=\frac{p_{нас}}{\gamma}$, *м*	0,06	0,12	0,24	0,75	2,03	4,83	10,33

В естественных речных потоках вода обычно имеет температуру 0—20° С. Как видно из таблицы, при последней температуре она закипает, если абсолютное давление снижается до 0,24 *м вод. ст.* На рис. 8-1 это давление отложено вправо от линии GK. Предположим, что линия II стремится по штрихпунктиру пересечь вертикаль LM в точке e, т. е. давление в турбине — стать меньше давления насыщения. Вода здесь закипит, а тогда давление в турбине, не будучи в состоянии упасть ниже давления насыщения, осотанется постоянным (отрезок ef), пока где-то дальше вдоль пути воды (например, в f) давление не повысится.

8-3. КАВИТАЦИЯ В ТУРБИНЕ

Как видно из рис. 8-1, вода, протекая по реактивной турбине, сильно снижает свое давление за колесом — в самом узком и высоком сечении отсасывающей трубы. Здесь ее давление может упасть до давления насыщения, и вода закипит, пронизываясь обычно множеством мелких и мельчайших пузырьков пара, продолжающих свое движение вместе с водой. *Пока предположим, что вода внутри турбины именно здесь оказывается под наименьшим давлением.*

При своем дальнейшем движении вода поступает в область повышения своего давления. Там, где оно становится выше давления насыщения, пары воды уже не могут существовать — они должны сконденсироваться. Объем конденсационной воды во много раз меньше объема ее паров. Освободившееся пространство не может оставаться пустым, оно должно заполняться водой, поступающей из окружающей каждый пузырек ее массы.

Обычно предполагается, что конденсация происходит мгновенно. В образовавшуюся на месте пузырька пустоту устремляются с ускорением окружающие ее частицы воды. На пути ничтожного радиуса пузырька частицы успевают приобрести благодаря огромному ускорению огромную скорость. В центре пузырька они сталкиваются друг с другом и должны внезапно остановиться, что ведет ко внезапному повышению давления (на десятки и сотни атмосфер), к так называемому гидравлическому удару. Сильно сжатая в центре бывшего пузырька вода стремится расшириться; направление ускорения и скорости меняется на обратное, и на месте пузырька получается уже пониженное давление — отрицательный удар. Таким образом, давление в данной точке будет в течение времени как-то колебаться.

В последние годы опытно выявлено еще одно кавитационное явление — нагрев (примерно до 300° С) *поверхностей, подвергающихся кавитационному разъеданию*; они получают при этом радужные цвета побежалости. Причиной нагрева, вероятно, являются названные удары и соответствующие деформации стенок. Стенки более теплые и холодные образуют термопару, и между ними возникают токи, которые и являются электрохимической причиной разъедания как гладких, так и шероховатых стенок

Механически же (ударами) разрушаются только *шероховатые поверхности*, когда эти удары проникают в углубления и выламывают одну частицу за другой. При таком рассмотрении на идеально гладкой поверхности может происходить только электрохимическое разъедание, механическое же развивается лишь позже.

Для борьбы с электрохимическим разъеданием в Чехословакии применяется катодная защита. При ней в отсасывающей трубе под колесом помещаются электроды, от которых извне подводимый ток проходит к находящимся под угрозой лопастям, затем к валу, а с него снимается особой щеткой. Такой ток ликвидирует опасный ток от термопары. Катодная защита помогает, лишь пока гладкая поверхность лопастей еще не успела разъесться. У нержавеющей стали зерна материала мельче; поэтому поверхности такой стали дольше не разъедаются и остаются гладкими.

В воде обычно находится растворенный воздух. При понижении давления способность *жидкости растворять газы уменьшается и воздух выделяется тоже в виде пузырьков*, что имеет по сравнению с кипением воды второстепенное значение. Обратное растворение воздуха при повышении давления происходит сравнительно медленно, и пузырьки воздуха иногда выносятся через устье отсасывающей трубы наружу.

Физика называет кавитацией разрыв сплошности потока жидкости вследствие ее кипения при понижении давления в потоке. Турбиностроители включают обычно в состав

понятия кавитации (опустения) и последующую конденсацию (сгущение) паров.

В реактивных турбинах наиболее опасной в отношении появления кавитации областью является обычно не вход в отсасывающую трубу, а элементы каналов рабочего колеса, во-первых, близкие к отсасывающей трубе, а, во-вторых, ближайшие не к лицевой (вогнутой), а к тыльной (выпуклой) стороне лопасти. Именно средняя скорость в канале здесь еще может быть умеренной и соответствующее ей по расчету разрежение недостаточным для возникновения кавитации. Но давление в точках поперечного сечения канала неоднообразно: к лицевой стороне оно повышено, к тыльной — понижено, почему и создается на колесе крутящий момент. Здесь у выпуклой поверхности и наблюдается чаще всего кавитация. При наличии такого явления линия *11* на рис. 8-1 должна быть исправлена и на некотором участке заменена штриховой. Тогда наименьшее в турбине давление будет соответствовать точке *d*, а не точке *c*.

Более точные исследования показали, что первоначальное выделение пузырьков водяного пара при понижении давления воды происходит лишь около мельчайших твердых частиц или газовых пузырьков. Чистая, хорошо многократно дистиллированная и освобожденная этим от воздуха вода способна выдерживать напряжение на разрыв примерно 15 *кг/см²*, следовательно, она не будет кавитировать и при соответствующем разрежении. Вода, протекающая через турбину, такой чистой, конечно, не бывает, но все же на лабораторных установках кавитация может быть обнаружена то раньше, то позже в зависимости от мутности воды и от количества содержащегося в ней воздуха; подробнее этот вопрос разобран в § 11-17.

Опытами установлено, что вода, предварительно подвергнутая очень высокому давлению, менее способна к кавитации, чем вода, такому давлению не подвергнутая. Этому явлению дается такое объяснение Достаточно крупные пузырьки воздуха постепенно растворяются в воде, пока их размеры не станут очень малыми. Тогда поверхностное натяжение препятствует дальнейшему растворению и мелкий пузырек продолжает существовать как возможный зародыш кавитации. При большом же давлении такой пузырек как бы раздавливается, что и ведет к его растворению; зародыш кавитации тогда исчезает.

Замечено, что при прочих равных условиях (например, скорости протекания, высоте отсасывания) кавитация легче возникает у низконапорной турбины, чем у высоконапорной. Ищут причину этого явления в проходе воды через трубопровод высоконапорной гидростанции, где вода временно испытывает большое давление.

8-4. ДАВЛЕНИЕ НА ЛОПАСТЬ

Есть возможность замерить давления с обеих сторон работающей лопасти вдоль пути воды. Для этого через вал модельной турбины вводится в лопасть ряд трубок. Они с одного конца заканчиваются отверстиями на

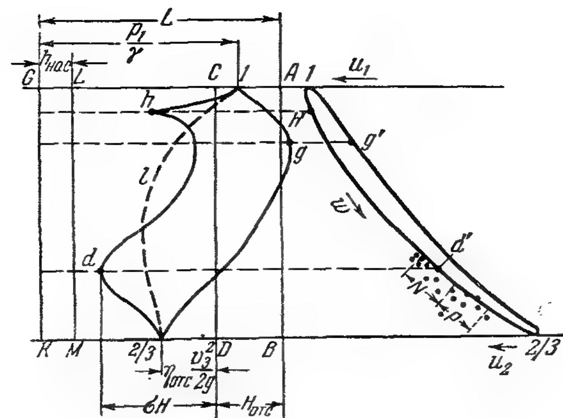


Рис. 8-2. Распределение давлений на лопасть реактивной турбины.

поверхностях лопасти, с другого — примыкают к неподвижным манометрам.

По таким замерам можно построить график давлений на так «дренированную» лопасть с двух ее сторон, имеющий вид, примерно изображенный на рис. 8-2 (на нем буквенные обозначения те же, что и на рис. 8-1). Абсолютные давления откладываются вправо от *GK*. Линия *1g2* — давление на лицевую (вогнутую) сторону, *1hd2* — на тыльную (выпуклую). Наименьшее давление *d* (пиковое разрежение) и наибольшая опасность кавитации — в точке *d'*; обычно замечается меньший и узкий кратковременный пик *h* в точке *h'*. На лицевой стороне имеется пик повышенного давления *g* в точке *g'*.

Если кипение происходит на участке пути *N*, то конденсация и разъедание происходят где-то ниже по течению, например на участке *P*. Этот участок может быть ближе к *N* или дальше в зависимости от скорости, а следовательно, и режима. Кавитация около поверхности лопасти называется профильной или лопастной.

8-5. ПОСЛЕДСТВИЯ КАВИТАЦИИ

Конденсация мелких пузырьков вызывает постоянный характерный шум, треск в турбине. Если мелкие пузырьки успевают объединиться в крупные (полостная кавитация), то наблюдаются более сильные периодические шумы и сотрясения (вибрации) частей турбины и даже здания, иногда опасные для их прочности.

Вода, пронизанная пузырьками, во-первых, при том же весе имеет больший объем и, следовательно, объемный расход сечения (при том же весовом расходе) возрастает. Во-вторых, смесь воды с мельчайшими пузырьками

имеет меньшую вязкость. Увеличение объемного расхода ведет к увеличению скоростей и росту потерь, уменьшение вязкости — к их падению. Можно различать по крайней мере два напряжения (стадии развития) кавитации. Пока пузырьки малы, потери остаются прежними или даже падают; к. п. д. тоже прежний или даже немного больший. При большем развитии кавитации объемный расход возрастает настолько, что потери растут, а к. п. д. падает, притом очень сильно; с ним падает и мощность. Часть пузырьков движется с течением вдоль стенки рабочего канала. Здесь же они в сечении с повышенным давлением и конденсируются; следовательно, здесь внезапно повышается давление у самой стенки, и она испытывает повторные огромные повышения давления от множества гидравлических ударов, от которых материал стенки с течением времени разрушается. Если почему-либо ширина кавитирующей струйки поперек стенки мала, то износ получает форму углубленного в стенку желобка с гладкой поверхностью. Так, на рис. 8-3,*б* виден желобок *D* за шурупом *C*, вызвавшим кавитацию.

Если пузырьки движутся вдоль стенки разбросанно, то стенка разрушается щербинами, язвинами; иногда более слабые частички материала разъедаются быстрее, более крепкие еще остаются на своем месте и разъеденная поверхность имеет вид поверхности сахара-рафинада, начавшего растворяться водой (губчатое разъедание чугуна на рис. 8-3,*а*).

Разъедание (называемое иногда эрозией или коррозией) может произойти в одних случаях в течение года, в других — нескольких дней или даже часов.

Разъедание лопастей в глубину ведет к образованию в них дыр и их обламыванию. Конечно, такое их разрушение ведет к сильно-

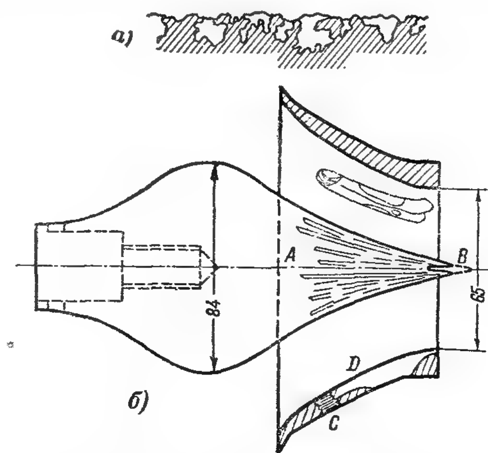


Рис. 8-3. Виды кавитационного разъедания.

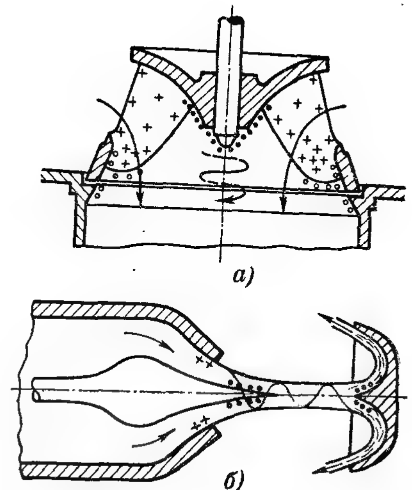


Рис. 8-4. Места кавитационного разъедания в радиально-осевой и ковшевой турбинах.

му снижению к. п. д. и мощности. Кавитационные явления и разъедание могут происходить не только на лопастях турбины, на последней трети их длины (крестики на рис. 8-4,*а*), но (обычно в менее опасной форме) и на других частях турбины. Они иногда наблюдаются на втулке (там же сплошные точки), на наружном ободе и стенке отсасывающей трубы (кружочки), наконец на лопастях около их входных кромок (крестики).

Если высоконапорная турбина остановлена прикрытием направителя, то разность давлений по обе его стороны очень велика — равна напору. Через неплотности между хвостами соседних лопаток и узкие зазоры между торцами лопаток и кольцами направителя вода протекает с почти напорной скоростью (§ 4-1) и с расходом, доходящим до 5% полного [Л. 229]; давление сильно снижается, и возникает кавитация. На кольцах направителя образуются разъеденные отпечатки торцов лопаток. То же происходит и при работе турбины при очень малых открытиях — вхолостую или с малой нагрузкой. Необходимо избегать длительной работы с такой кавитацией, называемой щелевой.

Явление кавитации в виде кипения холодной текущей воды наблюдалось уже в 70-х годах. Разъедание кавитацией материала обнаружено было впервые в 90-х годах на судовых гребных винтах в связи с повышением их оборотности при переводе их привода с паровых машин на паротурбины. На гидротурбинах разъедание обнаружено было в 1900-х годах, но прилежно изучать его причины начали лишь в 20-х годах XX в. Сперва искали их в химическом воздействии на металл кислорода, растворенного в воде и особо активного при выделении его из раствора при понижении давления. Это мнение теперь оставлено, так как разъедание на-

блюдается и на самых химически устойчивых материалах (например, особых сортах стекла). Если химическое воздействие и участвует, то только в очень малой степени или же при химически сильно загрязненной воде.

8-6. КАВИТАЦИЯ В АКТИВНЫХ ТУРБИНАХ

Если вода скользит по стенке, а на стенке имеется возвышение, то за ним образуется водоворот, в середине которого при больших скоростях давление сильно понижается вплоть до кавитации. Поэтому кавитационное разъедание иногда наблюдается и на иглах и соплах ковшевых турбин (*A*, *B* и *D* на рис. 8-3,*б*, а также точки и кресты на рис. 8-4,*б*), где скорости воды огромны (десятки метров в секунду), а также на их ковшах за лезвиями, особенно если оси струй и ковшей не вполне совпадают. Наконец, при неудачной форме иглы может возникнуть кавитационное разрушение главным образом ее концевой части.

8-7. НАГЛЯДНЫЕ ОПЫТЫ ПО КАВИТАЦИИ

Выпускаем воду из трубопровода через трубу с суженным стеклянным патрубком *M* (рис. 8-5,*a*). Если давление в трубопроводе и сужение достаточны, то скорость в сужении велика. Если, кроме того, и высота отсасывания $H_{отс}$ порядочна, то в сужении вода становится от мельчайших паровых пузырьков мутной, что и указывает на кавитацию. В расширении муть исчезает. То же можно наблюдать в патрубке четырехугольного сечения со стеклянными стенками за порогом (рис. 8-5,*б*).

Возьмем стеклянную трубку (рис. 8-5,*в*) длиной до 1 *м*, наполним ее процентов на 70 ее длины водой, подогреем воду в ней до кипения; полость в верхней части трубки заполнится паром. Запаяем верхний конец. По охлаждении ударим рукой по нижнему концу наклоненной трубки вверх. Вода подкинется вверх, у дна трубки получится сильное разрежение (отрицательный гидравлический удар) и там же возникнет большой кавитационный пузырь пара. Он немедленно конденсируется и исчезает при характерном звуке.

Предположим, что в такой вертикальной стеклянной трубке диаметром $D=25$ *мм* и толщиной 1 *мм* мы подкинули столб воды на высоту $l=0{,}05$ *м* (рис. 8-5,*г*). На этой высоте столб останавливается и начинает падать вниз. Пространства над и под ним наполнены парами воды под равными давлениями их насыщения. Определим повышение давления у дна трубки от гидравлического удара по достижении столбом этого дна.

Высота падения будет меньше, чем *l*, так как нижние пары сконденсируются и дадут объем воды, примерно в 100 раз меньший, чем был их объем. Тогда имеем в конце свободного падения с высоты 0,99 *l* скорость столба

$$v=\sqrt{2g\cdot 0{,}99l}=0{,}99\ м/сек.$$

Как известно, при прямом гидравлическом ударе повышение давления равно:

$$\Delta H=\frac{av}{g}\ м,$$

где

$$a=\frac{1\,425}{\sqrt{1+\frac{E_в}{E_с}\cdot\frac{D}{\delta}}}\ м/сек$$

— скорость распространения ударного давления вдоль трубы. Здесь модули упругости воды $E_в=2{,}1\cdot 10^4$ *кг/см²* и стекла $E_с=70\cdot 10^4$ *кг/см²*. Получаем $a=1\,078$ *м/сек* и $\Delta H=109$ *м*, т. е. в данном случае дно трубки испытывает мгновенное повышение давления на 10,9 *ат*.

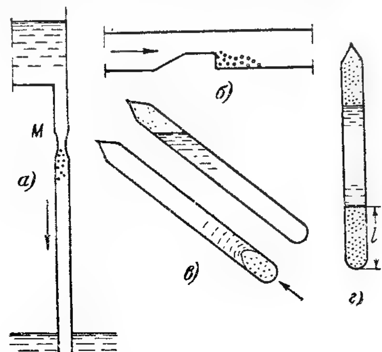


Рис. 8-5. Простейшие опыты с кавитацией.

8-8. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ КАВИТАЦИИ И БОРЬБА С ЕЕ ПОСЛЕДСТВИЯМИ

Борьба с разъеданием частей турбины может вестись подбором устойчивых против разъедания материалов при изготовлении соответствующих частей турбины, в первую очередь рабочих колес и их лопастей. Такие материалы должны быть большой механической крепости. Таковой обладают различные сорта нержавеющих сталей [Л. 82]; особенно надежными, медленно разъедаемыми оказываются стали с содержанием хрома 12—14% и, кроме того, никеля 0,5—0,8% и более. Такие стали дороги, поэтому теперь иногда лишь покрывают тонкими листами таких сталей лопасти, изготовленные из более дешевых углеродистых сталей; листы прикрепляются к лопастям электрозаклепками. Есть попытки покрывать лопасти особой пластмассой.

Если принять способность разъедаться кавитацией у чугуна, обовобожденного строганием от литейной корки, за 100%, то она по некоторым указаниям равна у нестроганого чугуна 25, у стали, содержащей 0,33% углерода,— 4, у хромоникелевых сталей указанного состава — 0,8—0,5, у резины — еще меньше.

Далее, установлено, что шероховатые поверхности разъедаются быстрее, чем гладкие. Поэтому важно, чтобы поверхности лопастей были обработаны по возможности гладко. Этим задерживается начало разъедания; но когда оно уже началось и поверхность стала шероховатой, действие его ускоряется, так как ударное давление в суживающихся полостях между выступами шероховатости возрастает (ср. § 8-3, 16-3).

Для изучения сравнительного качества разных материалов, находящихся под действием кавитационных явлений, существует несколько способов. По одному из них в воду погружается тело из изучаемого материала. Оно приводится в быстрое дрожание. Перед его поверхностью, надвигающейся на воду, из-за инерции последней давление повышается; когда та же поверхность внезапно отступает, давление около нее падает, что и вызывает кавитацию.

Колебательное движение одной из поверхностей тела может быть вызвано разными способами. Так, в магнитострикционном приборе в воду вводится свободным концом стержень с испытываемым материалом на одном конце, закрепленный другим. Особый электрический генератор своим переменным током с частотой в несколько тысяч колебаний в секунду заставляет стержень столько же раз изменять свою длину на сотые доли миллиметра. Ускорение торца достигает десятков тысяч *м/сек²*, что и вызывает здесь кавитацию [Л. 69 и 184].

Другой, более старый и простой способ имитирует не самое кавитацию, а лишь ее ударное действие. Это можно осуществить например путем закрепления стержня из испытуемого материала на вращающемся диске таким образом, чтобы при каждом обороте он пересекал струю воды. Многократные удары пальца о струю вызывают его разъедание, схожее с кавитационным.

Кавитационное разъедание в большей или меньшей степени наблюдается у очень многих турбин. Полное устранение его потребовало бы значительного повышения капиталовложений (на заглубление фундаментов, на более тихоходные генераторы), и с медленным разъеданием обычно мирятся, от времени до времени ремонтируя лопасти наваркой свежего металла. Не раз замечалось при этом, что наваренные поверхности оказывались прочнее первоначальных (указанная способность к разъеданию снижалась иногда, будто бы, даже до 0,1%).

У многих турбин кавитационные явления (например, сильная вибрация) наблюдаются лишь в определенных режимах, например при нагрузках 40—60% от полной. Таких режимов при эксплуатации следует избегать. Если они неизбежны, то при них помогает искусственное повышение давления в опасных частях турбины, а именно если подвести под колесо ко входу в отсасывающую трубу атмосферный воздух, то он, пронизав воду пузырьками, уменьшает ее объемный вес. Разрежающее действие облегченного столба воды в трубе уменьшается, давление над нею повышается и кавитация ослабляется. Наличие воздуха в воде смягчает гидравлические удары внутри воды при конденсации паров и, вероятно, упорядочивает течение по выходе из колеса, устраняя периодическую конденсацию больших объемов пара. Все это ведет к очень заметному уменьшению вибрации. Однако еще не доказано, что при этом прекращается и разъедание. Впуск воздуха повышает к. п. д. турбины при умеренных и малых нагрузках, но снижает его при больших [Л. 92].

Впуск воздуха у крыловых турбин производится через отверстия в их крышечных обтекателях, у радиально-осевых — в их втулках или торцах их рабочих валов. Впуск воздуха осуществляется с помощью особых клапанов (§ 14-15). Располагать отверстия в стенках горловины отсасывающей трубы не рекомендуется, так как закрученный поток создает перед такими отверстиями повышенное центробежной силой давление, что мешает входу воздуха.

Если кавитирует вода в торцовых зазорах направляющих лопаток при малых открытиях, то таких режимов (с ничтожной нагрузкой) тоже надо избегать.

В поворотнолопастных турбинах иногда разъедаются «щелевой» кавитацией периферийные торцы лопастей и стенки колесных камер (рис. 8-6). По Шальневу [Л. 244] это предупреждается скруглением верхних углов у этих торцов; о применении этого способа и результатах см. [Л. 151].

Действительным средством против возникновения кавитации в рабочих каналах является придача лопастям такого профиля, чтобы понижение давления с их тыльной стороны было вдоль их длины возможно более постоянным, т. е. без больших пиков (§ 8-4). Профили лопастей пока часто берутся теми же, какие оказались хорошими по своим показателям для крыльев самолетов. В газах кавитация невозможна. Будучи перенесены в капельную жидкость, такие профили иногда оказываются кавитационно опасными из-за большого пика разрежения с тыльной стороны, безвредного у самолетов. Между тем известно, что изменения кривизны лопасти, распределения ее толщин по ее длине и очертания ее оголовка ведут к изменению линий давления на ее поверхности. Если бы изменение профиля могло заменить на рис. 8-2 линию *1hd2* линией *112*, то кавитационная надежность турбины заметно повысилась бы. Над таким усовершенствованием профилей сейчас ведется энергичная работа.

Удлинение лопастей и увеличение их числа снижают у них разрежение; при этом обычно растут и потери.

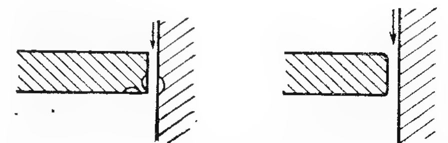


Рис. 8-6. Скругление торца лопасти по Шальневу.

Далее, действенным средством против кавитации является применение определенного типа турбины лишь при напорах, не превышающих некоторого предела. Турбина может быть кавитационно опасной при некотором напоре, а при меньшем — совершенно надежной. Действительно, у каждого типа турбины (и всех подобных между собой турбин данной серии) коэффициент скорости входа в отсасывающую трубу

$$V_з = \frac{v_з}{\sqrt{2gH}}$$

при каждом режиме имеет определенную величину, что позволяет установить давление при входе в отсасывающую трубу (рис. 8-2)

$$\frac{p_з}{\gamma} = B - H_{отс} - \eta_{отс} V_з^2 H = B - H_{отс} - \sigma' H. \quad (8\text{-}2)$$

Таким образом, у турбины некоторого типа при подобных трубах некоторый коэффициент σ', равный $\eta_{отс} V_з^2$, остается для одного и того же режима постоянным, а динамическое разрежение $\sigma' H$ — пропорциональным напору. Если относить формулу не ко входу в отсасывающую трубу, а к более опасной точке рабочего канала (точка d на рис. 8-2), то рассуждение остается прежним, лишь несколько растет множитель у напора, именуемый в таком случае коэффициентом кавитации σ. Однако очевидно, что σ не может быть меньше σ'. На рис. 8-1 величина $\frac{p_з}{\gamma}$, очевидно, изобразится отрезком между точкой C и вертикалью GK, а отрезок между точкой d и вертикалью C и будет σH.

У одной и той же турбины при одном и том же напоре чем меньше нагрузка и расход, чем меньше скорость $v_з$ и быстрота $V_з$, тем по (8-2) вообще меньше σ', а следовательно, и σ и тем меньше опасность кавитации. Итак, вот еще способ борьбы с нею: не давать турбине больших нагрузок. Способ дорог, так как для получения на гидростанции заданной мощности число турбин приходится увеличивать.

Наконец, очень действенным и широко применяемым средством борьбы с кавитацией является снижение высоты отсасывания $H_{отс}$ или даже расположение колеса ниже уровня нижнего бьефа, когда высота отсасывания становится меньше нуля.

О ремонте рабочих колес, разъеденных кавитацией (а также и наносами), см. [Л. 105].

8-9. КОЭФФИЦИЕНТЫ КАВИТАЦИИ ТУРБИНЫ И ЕЕ УСТАНОВКИ

Выражение (8-2) определяет абсолютное давление в опасной точке турбины. Во избежание кавитации оно должно быть больше давления насыщения, т. е.

$$B - H_{отс} - \sigma H > h_{нас}, \quad (8\text{-}3)$$

или

$$H_{отс} < B - h_{нас} - \sigma H. \quad (8\text{-}4)$$

Это неравенство указывает, что если σH есть значение динамического разрежения, то во избежание возникновения кавитации высота отсасывания должна удовлетворять этому неравенству, т. е. не превышать некоторого предела. Этот предел определяется некоторым значением коэффициента кавитации σ (иначе кавитационного коэффицента) турбины (или ее типа) в данном режиме. Формулу допустимой высоты отсасывания (8-4) предложил в 1924 г. в Германии Д. Тома, и она часто носит его имя.

Итак, если кавитация в турбине начинается при достижении высотой отсасывания значения $H_{отс}$, то

$$B - H_{отс} - \sigma H = h_{нас}, \quad (8\text{-}5)$$

откуда ее коэффициент кавитации определяется как

$$\sigma = \frac{B - h_{нас} - H_{отс}}{H}. \quad (8\text{-}6)$$

Иногда этот коэффициент называется «критическим» коэффициентом кавитации турбины. Однако кавитационная опасность для работы установленной турбины в некотором ее режиме при определенных B и $h_{нас}$ характеризуется только этим и никаким другим коэффициентом кавитации, почему и добавлять прилагательное «критический» можно, но это излишне.

Коэффициент σ можно рассматривать как наибольшее разрежение внутри турбины, работающей под напором 1 *м*.

От коэффициента кавитации турбины σ следует отличать коэффициент кавитации ее установки $\sigma_{уст}$. Если кавитация в турбине начинается при достижении высотой отсасывания значения

$$H_{отс} = B - h_{нас} - \sigma H, \quad (8\text{-}7)$$

то рискованно располагать турбину именно на такой высоте над нижним бьефом. Для надежности ее помещают ниже. При этом желательно иметь возможность суждения о близости ее наличного расположения к кавитационно опасному. Это суждение становится возможным, если написать уравнение, аналогичное (8-7), но для наличной высоты отсасывания:

$$H_{отс} = B - h_{нас} - \sigma_{уст} H, \quad (8\text{-}8)$$

и вычислить отсюда

$$\sigma_{уст} = \frac{B - h_{нас} - H_{отс}}{H}; \quad (8\text{-}9)$$

$\sigma_{уст}$ должно быть бо́льшим, чем σ; чем больше между ними разница, тем надежнее установленная турбина в отношении кавитационной опасности.

Определить значения σ для некоторой турбины в разных режимах ее работы расчетным путем пока не удается. Эти значения определяются при испытании турбинной модели.

Чтобы производить такие опыты, надо иметь в лаборатории соответственно приспособленную модельную установку, так называемый кавитационный стенд; его описание и порядок использования см. § 11-17.

У каждой турбины (или, вернее, у каждого турбинного типа) коэффициент кавитации имеет разные значения в разных режимах. Важно его наибольшее значение из числа тех режимов, при которых турбина используется; оно обычно наблюдается при наибольших допустимых нагрузке и расходе. Чем больше быстроходность турбины, тем больше этот коэффициент. При быстроходности 70—100 он равен около 0,04—0,06, при быстроходности 800—1 000 он доходит и до 2,0 (табл. 13-2).

О влиянии напора на коэффициент σ при подобных режимах см. §11-2.

8-10. НАИБОЛЬШАЯ ДОПУСТИМАЯ ВЫСОТА ОТСАСЫВАНИЯ

Условием надежности установленной турбины в отношении кавитации является неравенство

$$\sigma_{уст} > \sigma \quad (8\text{-}10)$$

или неравенство (8-4)

$$H_{отс} < B - h_{нас} - \sigma H. \quad (8\text{-}11)$$

Желательно привести его к виду, более удобному для практических расчетов.

Давление насыщения при температуре 20° С примем 0,24 *м вод. ст.* (табл. 8-1).

К коэффициенту кавитации турбины введем больший единицы множитель надежности α. Действительная (натурная) турбина может быть не вполне подобной модельной и иметь несколько иные свойства, да и значение σ определяется на модели с некоторой погрешностью, α можно принимать равным 1,03—1,05.

Среднее атмосферное давление на уровне моря равно 10,33 *м вод. ст.* Чем больше отметка ∇ расположения турбины над уровнем моря, тем это давление меньше; соответствующее снижение давления при отметках до 2 000—3 000 *м* очень близко к $\frac{\nabla}{900}$ *м*. Тогда можно было бы неравенство (8-11) написать так:

$$H_{отс} < 10{,}33 - \frac{\nabla}{900} - 0{,}24 - \alpha\sigma H. \quad (8\text{-}12)$$

Однако атмосферное давление не остается постоянным во времени и колеблется в зависимости от метеорологических условий около своей средней величины. Можно оценить временное снижение атмосферного давления в 2,9—2,1 *см рт. ст.*, или 0,39—0,29 *м вод. ст.* Тогда имеем:

$$H_{отс} < 10{,}33 - \frac{\nabla}{900} - (0{,}39 \div 0{,}29) - 0{,}24 - \alpha\sigma H,$$

что дает практическую формулу для высоты отсасывания:

$$H_{отс} < (9{,}7 \div 9{,}8) - \frac{\nabla}{900} - \alpha\sigma H \quad (8\text{-}13)$$

при «коэффициенте безопасности» $\alpha = 1{,}03 \div 1{,}05$. На ЛМЗ вместо значений в скобках берут 10, но повышают α до 1,05—1,10.

Что касается отметки ∇, то она на равнине Европейской части Советского Союза редко где превышает 200 *м*. Здесь все крупные гидростанции расположены или проектируются на отметках не свыше 150 *м*. В горных и предгорных частях СССР отметки значительно выше; например, в долинах Грузии и Узбекистана они часто близки к 500 *м*; в СССР есть гидростанции на отметках до 1 900 *м*.

Возникает вопрос: от какой кавитационно наиболее опасной точки турбины следует отсчитывать вниз до нижнего уровня высоту отсасывания? Условное, различное для разных систем турбин определение этой точки указывается ниже (§ 11-17).

В настоящее время крупные быстроходные турбины часто располагаются на нижнем уровне и даже на несколько метров ниже его ($H_{отс} < 0$). Очень большое погружение турбины позволило бы применить быстроходные турбины и при бо́льших напорах, что, однако, связано с большими капиталовложениями. Есть пример погружения турбины на 10 *м* (гидростанция Цапелло в Италии). Здесь ма-

шинный зал находится под землей; вода подводится к турбинам туннелем, наклоненным вниз, а отводится от них таким же туннелем вверх [Л. 268].

Для уменьшения кавитационной опасности можно разбить большой напор на две части. Основная турбина, используя бо́льшую, верхнюю часть напора, выпускает из себя воду под противодавление остальной части напора, что предупреждает в ней кавитацию. Вторая, дополнительная на том же или особом валу турбина, использует остальную, меньшую часть напора; она не подвержена кавитации из-за незначительности этого напора [Л. 268]. На две ступени делится напор и в соосных турбинах (§ 10-18), что позволяет и их применять при бо́льших напорах.

Кавитацию в турбине малой мощности можно прекратить, поставив в ее отводном канале порог и этим уменьшив высоту отсасывания. При этом уменьшается, конечно, и напор, а следовательно, и мощность.

Изредка встречаются случаи, когда по местным условиям (например, возможность затопления турбины и генератора высоким паводком) высоконапорную турбину намеченного типа приходится ставить высоко — при недопустимой для нее высоте отсасывания. Тогда иногда турбина снабжается отсасывающей трубой постоянного или даже уменьшающегося сечения. При небольшой относительной выходной энергии V_2^2 у тихоходных турбин снижение к. п. д. при этом незначительно.

8-11. ВЛИЯНИЕ УЛУЧШЕНИЯ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ НА КОЭФФИЦИЕНТ КАВИТАЦИИ ТУРБИНЫ

Потери энергии в отсасывающих трубах низконапорных быстроходных турбин сравнительно велики. Они находятся в большой зависимости от форм и размеров труб. В настоящее время турбинные лаборатории прилагают большие усилия к совершенствованию труб, повышению их коэффициента восстановления $\eta_{отс}$, а следовательно, и к. п. д. турбины η. Однако чем лучше труба, тем больше разрежение под рабочим колесом, тем больше опасность кавитации; иначе говоря, коэффициент кавитации турбины σ растет.

Определим влияние повышения $\eta_{отс}$ на этот коэффициент. Последний является (§ 8-9) динамическим разрежением в подобном режиме при единичном напоре и в первом приближении может быть выражен так:

$$\sigma = \eta_{отс}\frac{v_3^2}{2g \cdot 1} = \eta_{отс}V_3^2. \qquad (8\text{-}14)$$

Принимая быстроту V_3, а следовательно, и расход постоянными, имеем зависимость приращений:

$$d\sigma = d\eta_{отс}V_3^2. \qquad (8\text{-}15)$$

С другой стороны, $(1-\eta_{отс})V_3^2$ есть относительная потеря турбины, вызываемая потерями трубы. Приращение коэффициента восстановления на $d\eta_{отс}$ уменьшает гидравлические потери турбины и увеличивает ее к. п. д. на $d\eta_{отс}V_3^2 = d\eta_г$. Следовательно, имеем:

$$d\sigma = d\eta_г, \qquad (8\text{-}16)$$

т. е. приращение коэффициента кавитации численно равно приращению гидравлического к. п. д. турбины.

Пусть, например, $\eta_{отс} = 0{,}65$; $\eta_г = 0{,}91$; $\sigma - 0{,}9$; $V_3 = 0{,}3$.

От улучшения трубы $\eta_{отс}$ повысилось до 0,75; от этого $\eta_г$ выросло на $0{,}1 \cdot 0{,}3^2 = 0{,}009$, т. е. стало равным 0,919; на столько же выросло и σ, т. е. $\sigma = 0{,}909$.

Это приблизительно справедливо, однако лишь для режимов, имеющих одинаковый расход. Они не подобны, так как рост коэффициента восстановления, вызывая рост к. п. д., тем самым по § 4-2 увеличивает скорости и расход. Следовательно, зависимость (8-16) должна была бы относиться к режиму с прежней оборотностью, но меньшим открытием, т. е. к иному режиму, у которого к. п. д. иной, хотя и близкий к 0,91.

Если хотим знать прирост коэффициента кавитации именно в подобном режиме, то мы должны учесть изменение расхода, вызываемое повышением к. п. д. турбины вследствие улучшения трубы. Тогда рассуждаем так. Как скорости и их коэффициенты V, так и расход пропорциональны квадратному корню из к. п. д. турбины (§ 4-3), т. е., например,

$$V_3^2 = A\eta_г; \qquad (8\text{-}17)$$

$\eta_г$ равен единице за вычетом относительных потерь в трубе $(1-\eta_{отс})V_3^2$ и прочих гидравлических потерь в турбине, пропорциональных квадрату расхода и обозначенных ниже BV_3^2. В подобных режимах A и B постоянны. Имеем:

$$\eta_г = 1 - (1-\eta_{отс})V_3^2 - BV_3^2. \qquad (8\text{-}18)$$

Из этих двух выражений имеем:

$$V_3^2 = \frac{A}{1 + A(1 + B - \eta_{отс})}. \qquad (8\text{-}19)$$

Подстановка V_3^2 по (8-19) и (8-14) дает:

$$\sigma = \frac{A\eta_{отс}}{1 + A(1 + B - \eta_{отс})},$$

откуда после дифференцирования

$$d\sigma = d\eta_{отс}(1+\sigma)\frac{T}{1 + A(1 + B - \eta_{отс})} \qquad (8\text{-}20)$$

и окончательно [Л. 189]

$$d\sigma = d\eta_{отс}V_3^2(1+\sigma) = d\eta_г(1+\sigma), \qquad (8\text{-}21)$$

т. е. повышение коэффициента кавитации при сохранении подобия режима больше, чем его повышение по (8-15) при сохранении постоянного расхода.

В приведенном примере повышение коэффициента кавитации тогда будет $0{,}009 \cdot 1{,}9 = 0{,}017$ и новый коэффициент кавитации будет 0,917.

Выведенные зависимости относятся к бесконечно малым изменениям, но практически допустимо распространить их и на небольшие конечные.

Приведенные выводы сделаны, исходя из рассмотрения величин разрежения в горле отсасывающей трубы, а по существу следовало бы учитывать изменение разрежения в наиболее опасной точке колеса. С некоторой погрешностью можно принимать, что этот результат целиком переносится и на опасную точку, т. е. относят его к коэффициенту кавитации σ.

Смирнов признает такой вывод мало полезным для практики, так как σ может быть значительно больше, чем σ'. Его более сложное рассмотрение вопроса, принципиально не отличающееся от приведенных выше выкладок, приводит к такому выражению [Л. 213, стр. 169]:

$$\sigma_б = \frac{\eta_б(\sigma_а + \Delta\eta)}{\eta_а - \Delta\eta},$$

где индекс а относится к турбине с худшей, б — с лучшей отсасывающей трубой; через η обозначены гидравлические к. п. д. турбины; при этом

$$\eta_б = \eta_а + \Delta\eta.$$

Необходимо, однако, отметить, что результаты расчетов по данной формуле и по зависимости (8-21) практически совпадают.

8-12*. СВЯЗЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ КАВИТАЦИИ У МОДЕЛИ И НАТУРЫ

Помещенная в предыдущем параграфе формула (8-21) или формула Смирнова, очевидно, может быть применена и к переходу от модели к натуре; тогда индексы а и б должны быть заменены индексами м и н.

Иное рассмотрение вопроса см. [Л. 188].

Сабанеев и Чистяков наносят на свои серийные топограммы (§ 11-16) изолинии не обычных коэффициентов кавитации σ, а таких серийных коэффициентов σ^*, которые определяются ими как $\sigma^* = \frac{\sigma}{\eta_г}$ [Л. 310 и 243]; при этом значение σ^* остается у подобных турбин в некотором, одном и том же режиме их постоянным. Отсюда можно вывести заключение, что

$$\frac{\sigma_н}{\sigma_м} = \frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}.$$

Квятковский, рассмотрев вообще кавитационные свойства турбин в [Л. 103], особенное внимание посвятил изменению коэффициента кавитации σ при переходе от модели к натуре, при изменении как диаметра турбины, так и ее напора.

Он дал формулу, из которой видно, что отношение $\sigma_н : \sigma_м$ равняется сумме трех слагаемых, из которых первое есть отношение $\eta_{г.н} : \eta_{г.м}$, к которому, по его мнению, близко и отношение $\eta_{отс.н} : \eta_{отс.м}$. Именно рост $\eta_г$ у натуры ведет к возрастанию скоростей в колесе н, следовательно, разрежения в нем.

Второе слагаемое учитывает рост разрежения, создаваемого отсасывающей трубой; оно тем больше, чем больше ее коэффициент восстановления, а он растет с увеличением диаметра колеса и размеров подобной трубы.

Третье слагаемое вызывается разностью отметок *тех точек колес разных размеров*, где имеется наибольшее разрежение.

Второе и третье слагаемые значительно меньше первого; по некоторым подсчетам, произведенным в МЭИ для номенклатурных турбин, первое слагаемое равно 85%, а второе и третье слагаемые — лишь 15% суммы.

Мы не приводим здесь сложной формулы Квятковского и считаем в соответствии с названными подсчетами возможным заменить ее для первого приближения такой:

$$\frac{\sigma_н}{\sigma_м} = 1{,}17\frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}.$$

Из всех приведенных в этом параграфе отношений для пересчета σ последнее нам кажется наиболее обоснованным.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

9-1. КОЛЕСО РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Уже сказано (§ 6-1), что из числа разнообразных возможных систем реактивных турбин в настоящее время находят широкое применение лишь две системы: турбина радиально-осевая и крыловая турбина. Последняя система подразделяется на две: турбина винтовая пропеллерная и турбина поворотнолопастная. У всех трех систем обычен радиальный многолопаточный поворотный направитель (§ 6-1), рабочие же их колеса существенно различны.

У радиально-осевой турбины рабочие лопасти (в количестве $z_1 = 10 \div 24$) скреплены между собой с одной их стороны наружным (нижним) ободом того или иного кольцевого сечения. С другой стороны они скреплены между собой и прикреплены к валу внутренним (верхним) ободом, имеющим вид более или менее изогнутого диска и переходящим или во втулку вала (у меньших турбин), или во фланец, прикрепляемый к фланцу вала (у более крупных).

Выйдя из направителя и пройдя предлопастное пространство (которое трудно назвать зазором по его большому протяжению), вода поступает в колесо, приближаясь к его оси. Входные кромки лопастей у тихоходной радиально-осевой турбины расположены, так же как и у чисто радиальной (§ 3-13), на цилин-

дрической соосной с валом поверхности или совпадая с ее образующими, или иногда находясь под небольшим к ним углом. В соответствии с этим векторы входных в колесо скоростей v_1 расположены в плоскостях, нормальных к оси; иначе говоря, меридианные их слагающие, т. е. проекции их на радиальные плоскости, направлены по радиусам.

Чтобы войти в отсасывающую трубу, скорости должны изменить свои направления на осевые. У *тихоходной* турбины этот поворот происходит внутри колеса только отчасти и вполне осевое направление скорости принимают лишь за колесом. К выходу расстояние между ободьями расширяется для уменьшения выходной энергии $\frac{v_2^2}{2g}$; выходная кромка против входной удлиняется, искривляясь при этом. Входной лопастной угол β_1 (§ 3-4) может быть равен или не равен прямому; выходной угол β_2 всегда острый, притом он получается по расчету на разных радиусах разной величины, почему поверхность лопасти принимает сложную форму двоякой кривизны.

За характерный (условный) входной диаметр D_1 радиально-осевой турбины в СССР с 1948 г. *принимают наибольший* диаметр входной кромки ее лопастей, за выходной D_2— такой же диаметр выходной кромки, за характерный диаметр D колеса (и турбины)— первый из них: $D = D_1$.

У тихоходной турбины входной диаметр всегда больше выходного; высота колеса, т. е. размер b, входной кромки, параллельный оси, всегда значительно меньше характерного диаметра.

Колеса радиально-осевых турбин не могут разбираться на части. Отливка их целиком, а затем обработка и транспорт тем труднее, чем больше их диаметр. Поэтому колеса прежних турбин Днепровской гидростанции диаметром 5,43 *м* изготовлялись в США каждое из трех секторов, которые при монтаже соединялись и скреплялись затем наглухо надевавшимися в горячем состоянии бандажами. Новые колеса диаметром 5,45 *м* работы ЛМЗ и Новокраматорского завода были *изготовлены цельными*, что представило большие трудности, но облегчило и упростило их, сделало работу их более надежной, а монтаж — быстрым.

Колесо радиально-осевой турбины с наибольшим на свете диаметром 6,75 *м* было изготовлено в США для гидростанции Гайвасси из трех секторов, чтобы облегчить его перевозку (по воде).

9-2. ПОВЫШЕНИЕ БЫСТРОХОДНОСТИ

Одна и та же работа может быть произведена большей силой при малой скорости или меньшей силой при большой скорости. Бо́льшая сила, передаваемая машинной деталью, требует при том же напряжении большего ее сечения и бо́льших размеров; вес, стоимость, габариты (наружные размеры) машины при этом растут. Поэтому машиностроение предпочитает, если к этому нет особых препятствий, повышать в машинах скорости деталей, передающих работу, в частности повышать оборотность валов. Одним из таких препятствий является переменно-возвратное движение деталей, например в машинах паровых и водостолбовых (§ 1-5), в двигателях внутреннего сгорания; при таком движении возникают силы инерции, дополнительно нагружающие детали. В турбинах этого препятствия нет, так как движение их основных органов при устойчивой работе равномерно.

У турбин разных типов оборотность при наличных напоре и мощности пропорциональна быстроходности. Поэтому уже давно турбиностроители стремились повышать быстроходности турбин. Радиальная турбина 1849 г. (§ 3-13) имела быстроходность лишь 80. К началу XX в. у радиально-осевых турбин удалось ее поднять примерно до 220. Необходимость привода от турбин многооборотных электрогенераторов (§ 2-9) потребовала дальнейшего повышения быстроходности и ее удалось повысить к 1926 г. до 425 (Волховская гидростанция) и даже до 510 (гидростанция Шанси-Пуньи во Франции).

9-3. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ БЫСТРОХОДНОСТИ

Быстроходность может быть при использовании выражений (2-8), (2-4), (4-29) и (4-30) представлена так:

$$n_б = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N_{л.с.}}{\sqrt{H}}} = \frac{3{,}65n\sqrt{Q\eta}}{H^{3/4}} = = 3{,}65n'_1\sqrt{Q'_1\eta}, \qquad (9\text{-}1)$$

оборотность связана с диаметром и окружными на входе скоростью и быстротой по выражению

$$u_1 = U_1\sqrt{2gH} = \frac{\pi D_1 n}{60}, \qquad (9\text{-}2)$$

расход — с входным сечением, скоростью и быстротой по выражению

$$Q = \pi D_1 b v_1 \sin\alpha_1 = \pi D_1 b V_1\sqrt{2gH}\cdot\sin\alpha_1, \qquad (9\text{-}3)$$

расход — с такими же выходными параметрами при нормальном вытекании по выражению

$$Q = F_2 v_2 = F_2 V_2\sqrt{2gH}. \qquad (9\text{-}4)$$

Из (9-1) видно, что при одном и том же напоре быстроходность повышается пропорционально оборотности в первой степени и расходу в степени половина. Это и используется у применяемых теперь типов; у них приведенный расход в оптимальном режиме растет примерно с 0,15 $м^3/сек$ при быстроходности 75 до 1,25 $м^3/сек$ при быстроходности 300, а приведенная оборотность $n'_т$—с 60 до 80.

Анализ выражений (9-1)—(9-4) ведет к таким связям:

1. Уменьшение D_1 по (9-2) увеличивает оборотность; увеличение F_2' (а следовательно, и D_2) по (9-4) увеличивает расход. В тех же пределах быстроходностей отношение $D_2 : D_1$ растет примерно с 0,6 до 1,1. Средний диаметр входной кромки $D_{1ср}$ у быстроходных турбин обычно меньше характерного; поэтому отношение $D_2 : D_{1ср}$ растет еще сильнее: с 0,6 до 1,3.
2. Увеличение b по (9-3) увеличивает расход; отношение $b : D_1$ растет примерно с 0,1 до 0,4, отношение $b : D_{1ср}$—с 0,1 до 0,5.
3. Увеличение α_1 по (9-3) увеличивает расход; это увеличение дается для оптимального режима примерно с 15 до 30°.
4. Увеличение U по (9-2) увеличивает оборотность.
5. Увеличение V по (9-3) увеличивает расход.

Оба последних увеличения должны быть, однако, увязаны с увеличением α_1 по основному уравнению (4-3):

$$\frac{\eta_г}{2} = U_1 V_1 \cos\alpha_1. \qquad (9\text{-}5)$$

Левую часть можно считать для разных типов постоянной. Значительное увеличение α_1 незначительно уменьшает $\cos\alpha_1$ и также увеличивает UV. Поэтому их произведение почти постоянно. Приблизительно постоянны и близки и оба сомножителя; каждый из них равен 0,65—0,75.

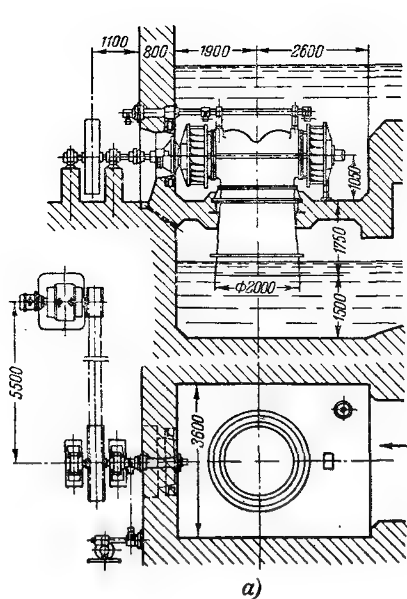
6. Увеличение V_2 по (9-4) увеличивает расход. *При тех же быстроходностях* он растет с 0,15 до 0,3, а относительная выходная энергия V_2^2 — с 2 до 9%. Последние цифры показывают, что у тихоходных турбин восстановление выходной энергии отсасывающей трубой имеет очень небольшое значение и назначением трубы здесь является главным образом использование напора возвышения турбины над нижним уровнем. У более быстроходных турбин значение трубы как восстановителя кинетической энергии растет. Конечно, увеличение расхода по (9-3) должно соответствовать его же увеличению по (9-4).

Наконец, прежде широко применялся и 7-й способ повышения быстроходности турбины (не колеса) — посадка на один вал двух и более (до шести) колес с равными оборотностями (обычно одинаковых, но с той лишь разницей, что часть колес — *правого* вращения, другая — *левого*). Действительно, увеличение числа колес на валу в Z раз увеличивает мощность турбины во столько же раз, а по (9-1) быстроходность — в $\sqrt{Z}$ раз, так же как это делает увеличение числа сопел на одном колесе ковшевой турбины (§ 5-5). Таким образом, турбина с шестью колесами при быстроходности каждого 200 получала быстроходность 490. Теперь, при наличии крыловых турбин с быстроходностями до 800, надобность в таких «кратных» турбинах, сложных по конструкции, отпала, хотя еще изредка встречаются сдвоенные турбины — с двумя колесами и особыми у каждого направителями (рис. 9-1,*а*) и спаренные турбины — *с правым и левым колесами, имеющими общие* втулку, направитель с высотой, равной $2b$, улитку и две отсасывающие трубы (рис. 9-1,*б*). Теперь появилось предложение на одной из гидростанций установить вертикальные спаренные турбины при $H = 95$ *м* и $N = 508$ *Мвт*. Тогда быстроходность агрегата повышается, например, с 260 до 370. Две отсасывающие трубы по рис. 7-11,*а* направляются вниз и вверх.

Сдвоенные *турбины* с двумя осевыми колесами стал строить впервые на Урале (приблизительно с 1850 г.) инж. В. И. Рожков, и они получили там его имя. В его горизонтальной турбине два осевых (§ 3-13) колеса размещались в общей закрытой камере с питанием ее одной трубой. Вода выпускалась колесами в противоположных направлениях в две отсасывающие трубы, однако не через колена, а через цилиндрические камеры [Л. 224].

В связи с совершенствованием и распространением имеющих ряд особо хороших качеств крыловых турбин с быстроходностями, начиная с 350—400 и выше, отпала надобность в радиально-осевых турбинах с быстроходностями примерно выше 350 и такие турбины теперь не строятся. Также очень редко и только для особых условий строятся радиально-осевые турбины с быстроходностями меньше 70, так как у таких турбин приходится принимать отношение $b : D$ очень малым, т. е. сближать оба обода; тогда рабочие каналы имеют малый гидравлический радиус, потери на трение в них велики, а к. п. д. турбины мал.

Прежде радиально-осевая турбина с $D_2 \approx D_1$ и $n_б$ около 200 часто называлась *нормальной*, а остальные — *тихоходными* и *быстроходными*; из последних выделялись не строящиеся теперь сверхбыстроходные турбины. Так как у последних входная кромка, а с нею и вся лопасть располагались в профиле колеса наискось, то они именовались и «диагональными».



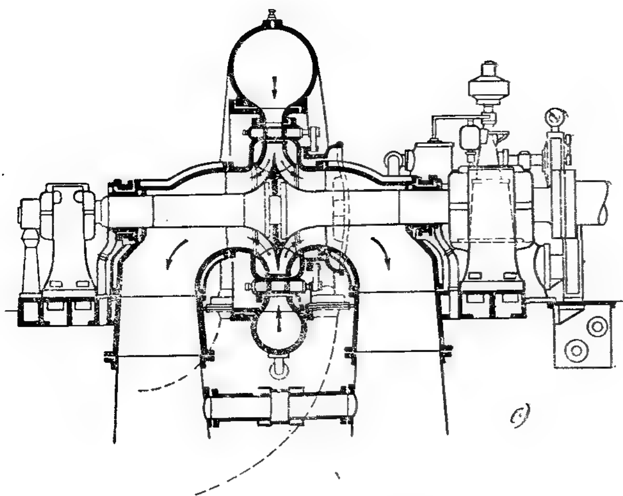


Рис. 9-1. Горизонтальные радиально-осевые турбины: сдвоенная (*а*) и спаренная (*б*).

9-4. ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ ЛОПАСТЕЙ

Точки выходной кромки радиально-осевых турбин располагаются на разных радиусах. Чтобы по возможносоти соблюсти вдоль кромки нормальность вытекания (§ 3-8) и постоянство выходной скорости v_2, приходится придавать лопасти на выходе разные лопастные углы β_2. Лопасть получает сложную форму двоякой кривизны с ортогональными проекциями: горизонтальной и вертикальной — по рис. 9-2 (верх и середина). Вертикальная проекция искажает действительные размеры выходной кромки. Поэтому предпочитают строить эту проекцию в виде не ортогональной, а цилиндрической (рис. 9-2, низ).

Для этого характерные линии лопасти, изображенные в горизонтальной проекции (входные кромки, линии соприкосновения лопасти с ободьями и т. д.), сносят на плоскость вертикальной проекции не опусканием из точек на плоскость перпендикуляров, а вращением радиусов этих точек до совпадения последних с плоскостью (рис. 9-2). Ортогональная проекция есть вид фигуры с бесконечно удаленной точки, но ни с какой точки не видно фигуры, изображенной цилиндрической проекцией. Последняя в этом смысле условна, но она удобна, так как на ней видны истинные радиусы точек.

Принято изображать таким способом только две лопасти на колесе (слева и справа), задние же обычно не показываются.

В соответствии с изложенным вертикальные проекции (продольные разрезы) реактивных колес номенклатурных турбин (§ 13-2) разных быстроходностей получают вид, изображенный на рис. 9-3.

Точная форма лопасти, например в целях ее изготовления (§ 17-5), изображается линиями, получаемыми при сечении ее поверхностей (в первую очередь лицевой) плоскостями, нормальными к оси. Семейство таких линий (рис. 9-4) наносится на план лопасти и изображает ее изогнутость так же, как топографическая карта, снабженная горизонталями — изолиниями определенных отметок, изображает рельеф местности.

Краткие указания по гидравлическому расчету радиально-осевого колеса и поверхностей его лопастей см. [Л. 209].

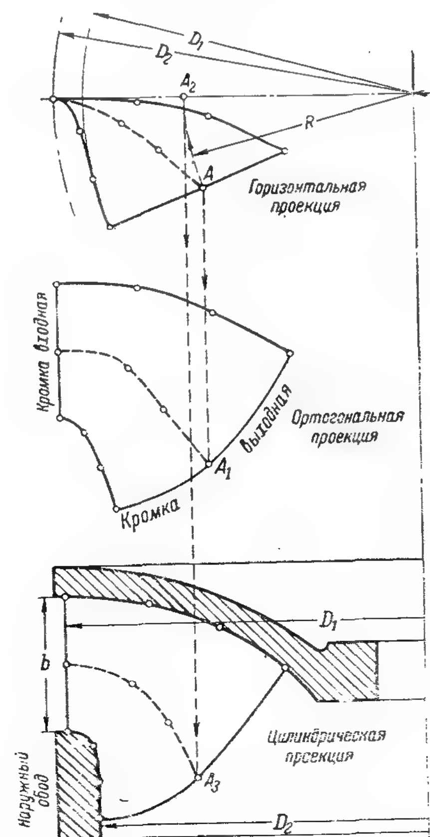


Рис. 9-2. Изображение лопасти радиально-осевой турбины в разных проекциях.

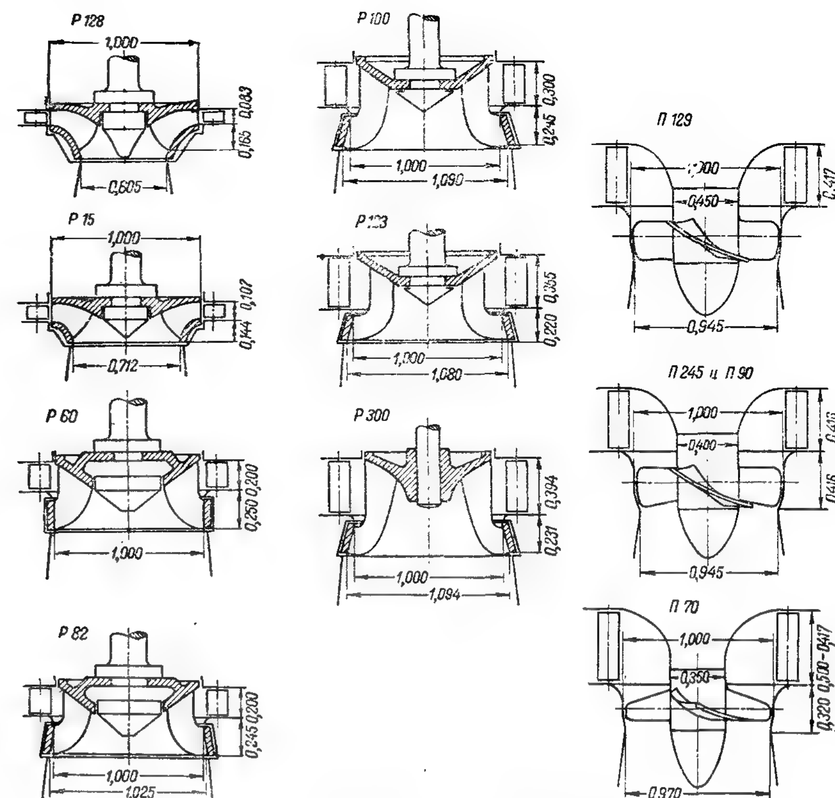


Рис. 9-3. Продольные разрезы реактивных турбин разных типов.

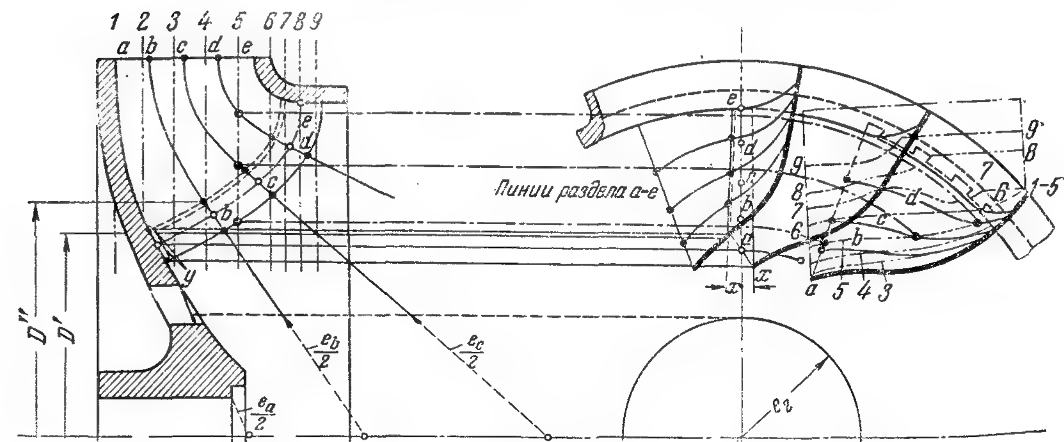


Рис. 9-4. Изображение лопасти радиально-осевой турбины посредством параллельных сечений.

9-5. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Они различаются между собой в первую очередь по расположению вала и виду турбинной камеры. Применение тех или других камер см. на рис. 6-12.

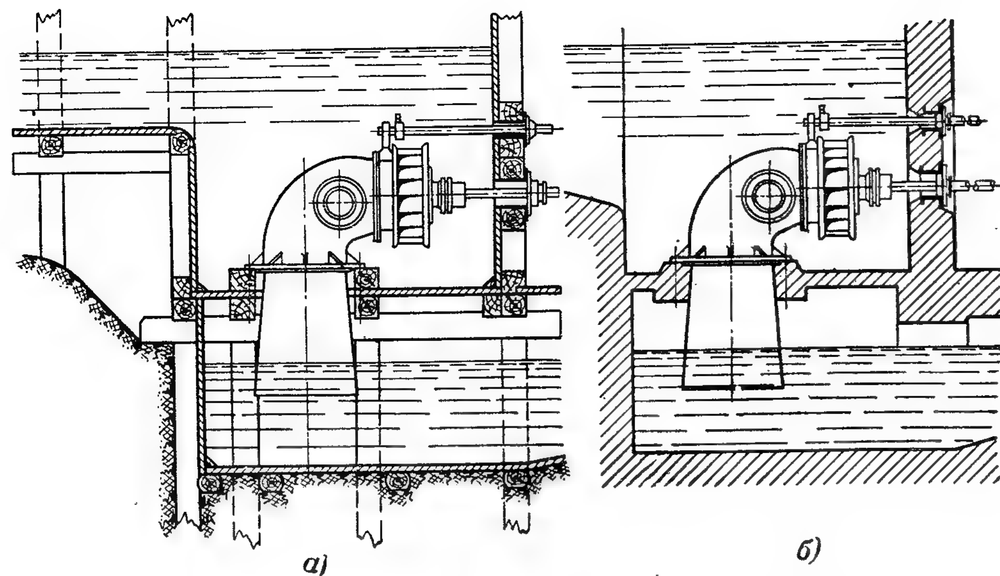


Рис. 9-5. Горизонтальная открытая турбина в деревянной (*а*) и бетонной (*б*) камерах.

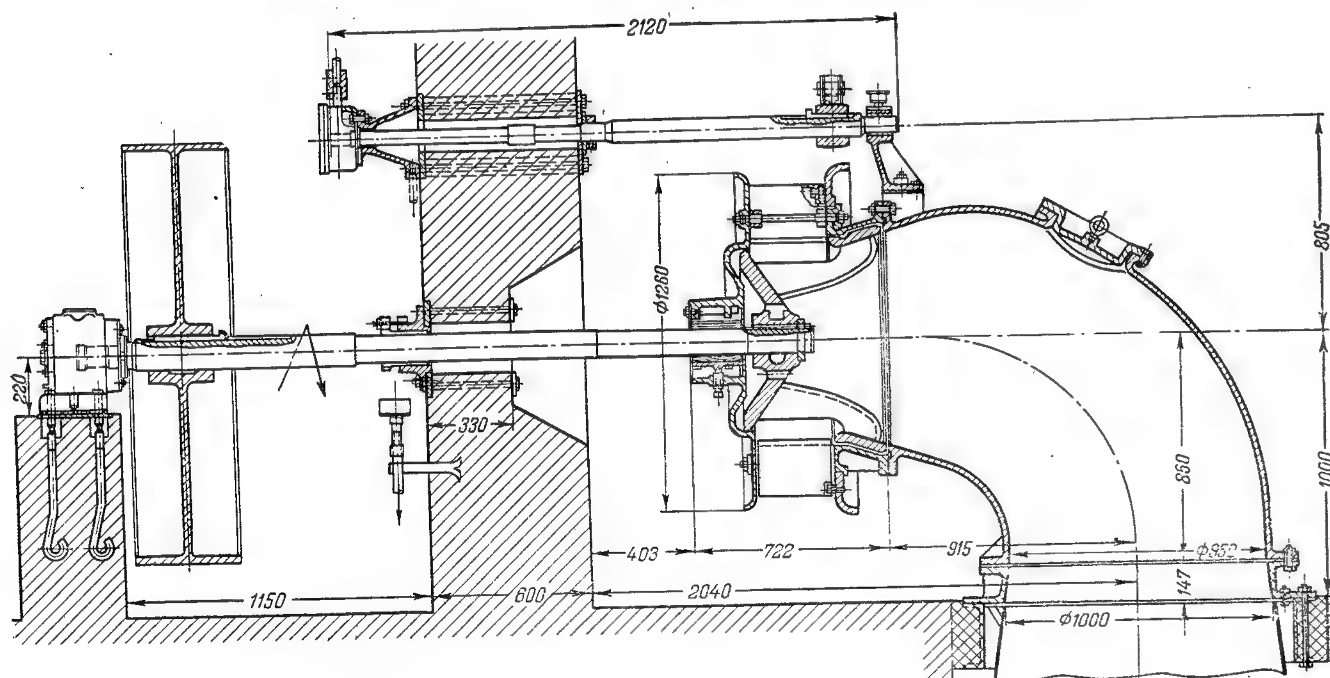


Рис. 9-6. Горизонтальная открытая турбина марки Р300-ГО-71.

При напорах 3—6 *м*, мощностях до 100 *квт* и открытых камерах вал берется горизонтальным или вертикальным, смотря по местным условиям.

Турбины со спиральными камерами выпускаются с горизонтальным валом при напорах до 110 *м* и мощностях до 3 000 *квт* и с вертикальным валом—при напорах, бо́льших 20 *м*, и мощностях больше 1 000 *квт*.

Установки открытой горизонтальной турбины с коленчатой отсасывающей трубой в деревянной и бетонной камерах см. на рис. 9-5. Над турбиной виден регулирующий вал внутреннего (§ 6-3) регулирования, выводимый из воды через сальник (рис. 9-6) и связываемый с механизмом ручного регулирования (рис. 6-4) или автоматическим регулятором.

Вал около колеса такой турбины (рис. 9-6) опирается на направляющий подшипник, который работает в воде и получает теперь обычно деревянные или лигнофолевые (тоже из дерева, особо приготовленного) вкладыши, смазываемые водой. Подшипник опирается на крышку турбины, а она — на распорные болты направителя (§ 6-10). Нижнее кольцо последнего и неподвижное кольцо, окружающее наружный обод колеса (камера колеса или колесная камера), объединяются в одну деталь — поддон. Он опирается на отсасывающее колено, а колено — на фундаментное кольцо, к которому подвешивается и листовая отсасывающая труба. Колено имеет лаз, через который колесо очищается от застревающих в его каналах предметов. На колено опирается стойка подшипника регулирующего вала.

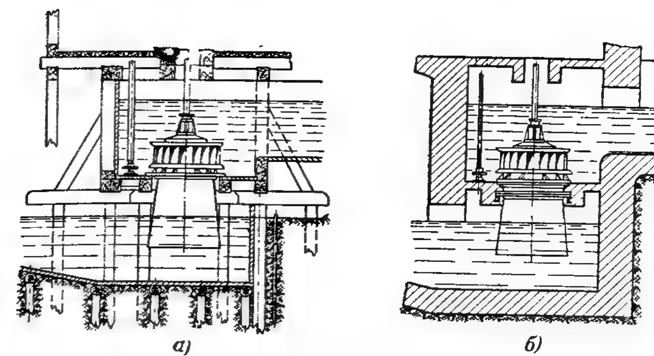


Рис. 9-7. Вертикальная открытая турбина в деревянной (*а*) и бетонной (*б*) камерах.

Валы рабочий и регулирующий при выходе в воздух пропускают через сальники. На другом конце рабочий вал опирается на подшипник, который делается упорным, т. е. способным воспринимать гидравлическое усилие (§ 9-8), создаваемое колесом вдоль вала, для чего при подшипнике скольжения вал получает один-два гребня, упирающихся во вкладыш или его выточки.

На рис. 9-7 и 9-8 показаны открытые вертикальные турбины. Находящиеся сбоку валы — регулирующие. С вертикального вала мощность передается вертикальному же генератору посредством повышающей оборотность клиноременной передачи (рис. 9-9); по сравнению с плоскоременной она допускает меньшие расстояния между валами и вызывает меньшие на них боковые усилия. Передача грубыми зубчатыми передачами с вертикального вала турбины на горизонтальной или вертикальный вал генератора громоздка, вызывает вибрацию и скоро изнашивается, почему она и выходит из употребления. Компактные зубчатые передачи (редукторы, например, рис. 9-10) требуют высококачественных материалов и работы, почему они дороги. Однако за границей имеются примеры турбин, соединенных с генераторами посредством редукторов мощностью до 2 400 *квт*.

Вертикальный вал пропускается через опертый на крышку турбины направляющий подшипник (например, рис. 9-8), часто получающий теперь смазываемые водой деревянные (лигнофолевые) или резиновые вкладыши. Вес ротора и осевое гидравлическое усилие на колесо воспринимаются в верхней части вала подпятником, у малых турбин — обычно в виде упорного шарикоподшипника. Здесь же вал получает второй направляющий подшипник, воспринимающий также усилие от натяжения ремней.

Плоскоременная передача у горизонтальной турбины дешевле клиноременной у вертикальной, а горизонтальный генератор дешевле вертикального. Однако шкив горизонтальной турбины располагается близко к нижнему уровню; он подвержен сырости или даже затопляется поднявшейся при паводке водой, почему при больших колебаниях нижне-

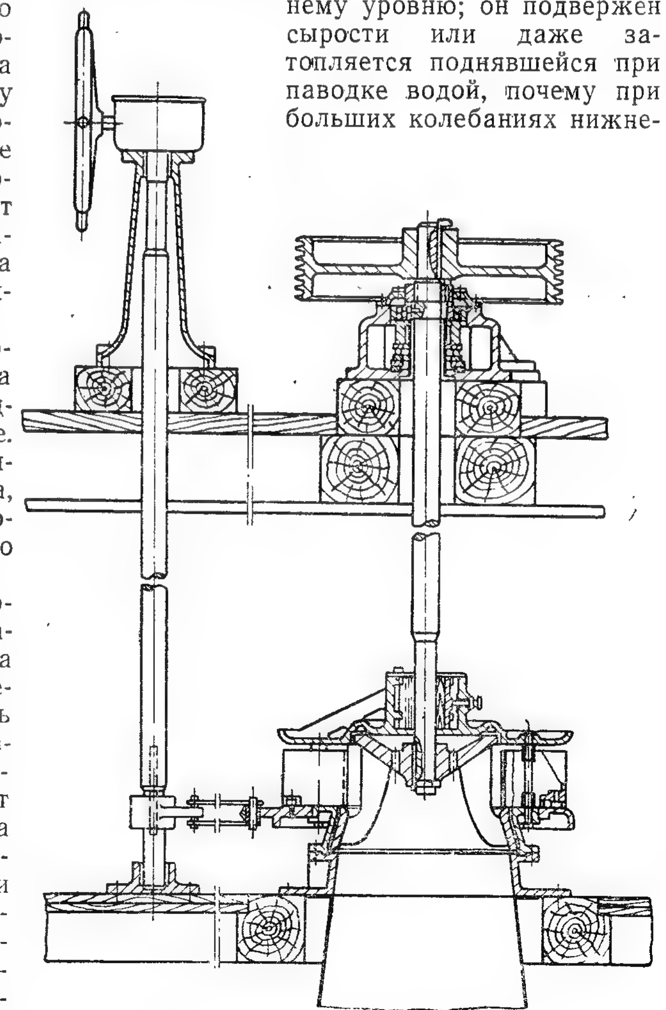


Рис. 9-8. Вертикальная открытая турбина марки Р300-ВО-42.

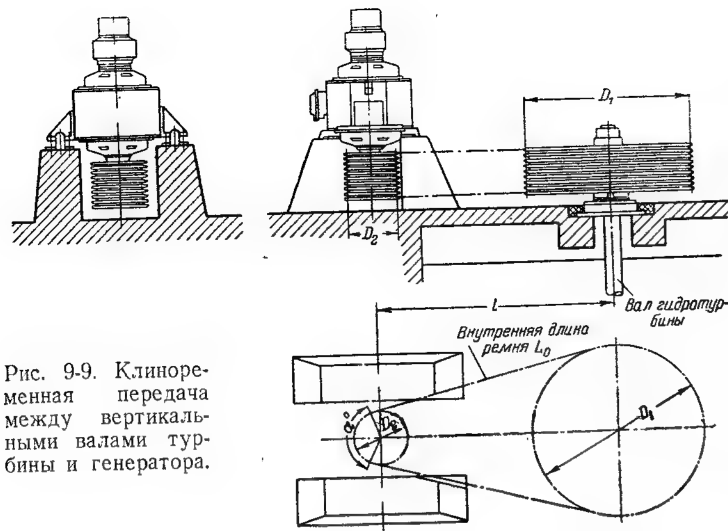


Рис. 9-9. Клиноременная передача между вертикальными валами турбины и генератора.

го уровня предпочитают вертикальную турбину.

Поднять же высоко вал горизонтальной открытой турбины препятствует не столько кавитация (при малых напорах до нее далеко), сколько необходимость достаточного погружения колеса под верхний уровень во избежание засоса воздуха в направитель через сбразующиеся воронки (§ 6-6). Во избежание засоса входные кромки направляющих лопаток часто заглубляют под воду на диаметр турбины, но в некоторых случаях и тогда засос все же происходит.

Подъем колеса над нижним уровнем также позволяет удлинить вертикальный конус отсасывающей трубы, что улучшает ее работу.

Несколько выше поместить колесо становится возможным, если открытую камеру преобразовать в сифонную, т. е. снабдить ее плотным потолком, расположенным выше верхнего уровня, а вход в камеру снабдить забралом, приспущенным ниже этого уровня (рис. 9-11 и 9-12). Если перед пуском откачать воздух из камеры особым насосом (например, эжектором), то камера работает, как сифон; тогда и засос в турбину воздуха становится невозможным. Часто воздух сам уносится из камеры водой при пуске турбины и зарядка сифона насосом становится излишней.

Колено отсасывающей трубы, расположенное в камере (рис. 9-5 и 9-6), именуется мокрым. Иногда его располагают и вне камеры, именуя сухим (рис. 9-11). Сухое колено по необходимости пронизывается валом, что несколько ухудшает работу отсасывающей трубы.

У фронтальной (лобовой) турбины колесо и направитель помещаются в конический кожух, к которому вода подводится трубопроводом в направлении оси турбины. Теперь признано, что такие турбины имеют заметно меньший к. п. д., чем спиральные. Поэтому теперь они в Советском Союзе больше не строятся.

В горизонтальной спиральной турбине (рис. 9-13 и 6-18) колесо помещается обычно на консоли (свесе) вала. Подвод воды к улитке (обычно литой) производится или снизу, или сбоку. Отсасывающая труба — коленчатая. Между улиткой и направителем находится литое статорное кольцо. Колесная камера и крышка турбины опираются на частью забетонированную внизу улитку.

У вертикальной спиральной турбины (рис. 9-14) улитка обычно металлическая, литая или сварная листовая; она забетонирована

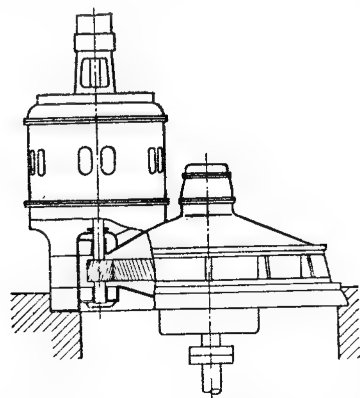


Рис. 9-10. Цилиндрический редуктор между вертикальными валами турбины и генератора.

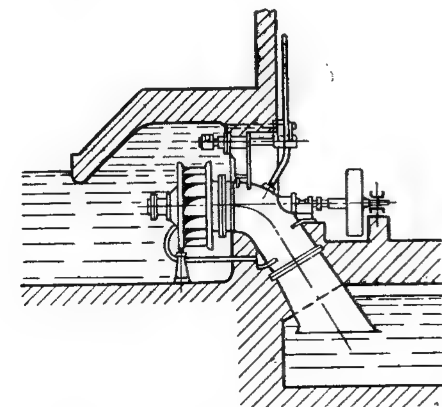


Рис. 9-11. Горизонтальная турбина в сифонной камере.

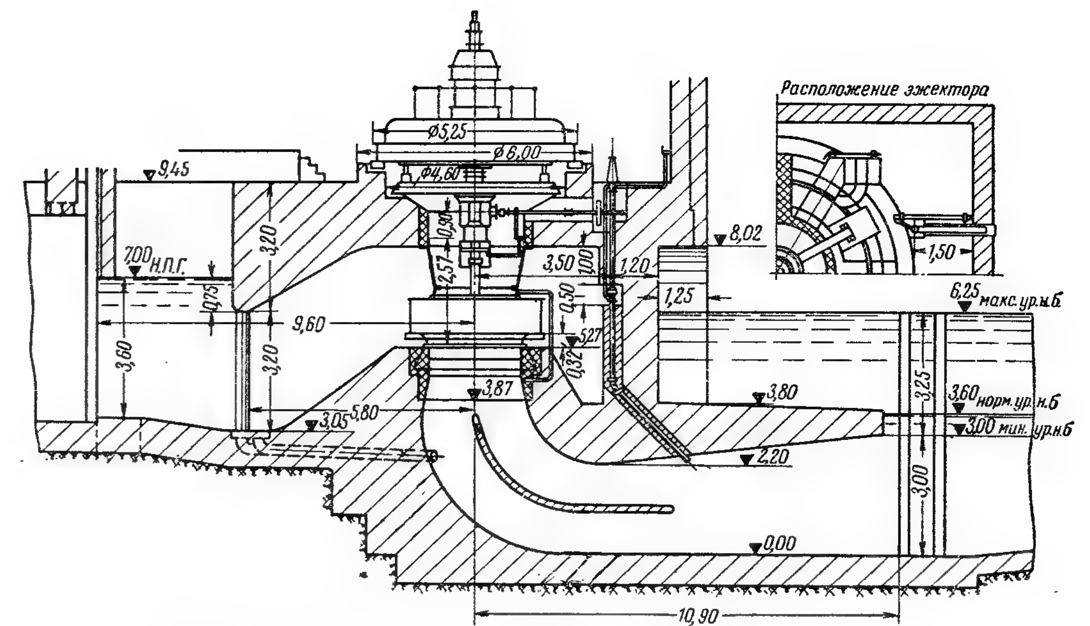


Рис. 9-12. Поворотнолопастная турбина в сифонной камере без затвора.

на наполовину или полностью. В последнем случае вводится упругий слой над улиткой (например, из войлока), чтобы нагрузка от бетона и опирающегося на него генератора не передавалась улитке, а давление воды не передавалось на бетон. Бетонная улитка у радиально-осевых турбин (рис. 9-15) до сих пор применялась редко: примерно при напорах 25—35 *м*, для колес с быстроходностью около 300 и с диаметром не меньше 1,4 *м*. Однако в последнее время проводятся исследования вопроса о возможности передачи давления воды на бетон и арматуру блока здания станции с целью уменьшения толщины оболочки спирали у сверхмощных турбин.

Отсасывающая труба у быстроходных турбин обычно изогнутая (рис. 9-14), у тихоходных — иногда прямоосная раструбная (рис. 9-16).

Диаметр вала прикидочно определяется по § 5-7. Валы большого диаметра (например, у турбин Днепровской гидростанции он равен 1,1 *м*) получают внутри сквозное сверленое отверстие (с диаметром, раз в 5 меньшим наружного). Такое отверстие почти не повышает в вале напряжения, но несколько его облегчает, а главное позволяет проверить качество материала внутри вала по всей его длине; иногда оно служит и для подвода воздуха под колесо (§ 8-8 и 17-11).

Вал вертикального агрегата обычно состоит из двух, а иногда и трех свернутых на фланцах частей; нижняя поставляется заводом-изготовителем турбины, верхняя — генератора. В области подшипника на крупный вал для предохранения его от разъедания насаживается облицовка из тонкого листа нержавеющей стали.

Если у вертикальной турбины направляющий расположенный на ее крышке подшипник имеет залитые баббитом и смазываемые маслом вкладыши, то сальник располагается между ним и колесом. Если вкладыш смазывается водой, т. е. он лигнофолевый или резиновый, то сальник располагается над ним. Такие вкладыши теперь употребляются все чаще, так как они имеют ничтожное трение

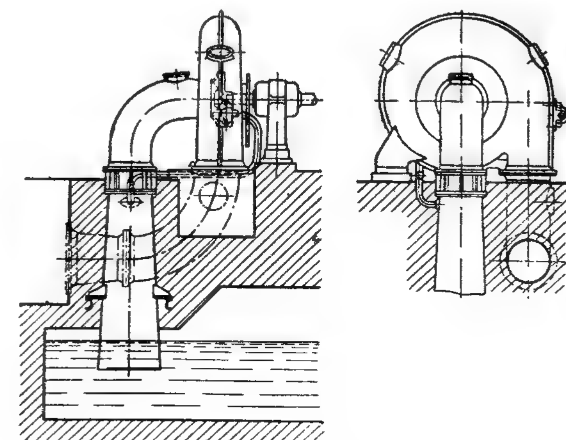


Рис. 9-13. Горизонтальная спиральная турбина марки Р13-ГМ.

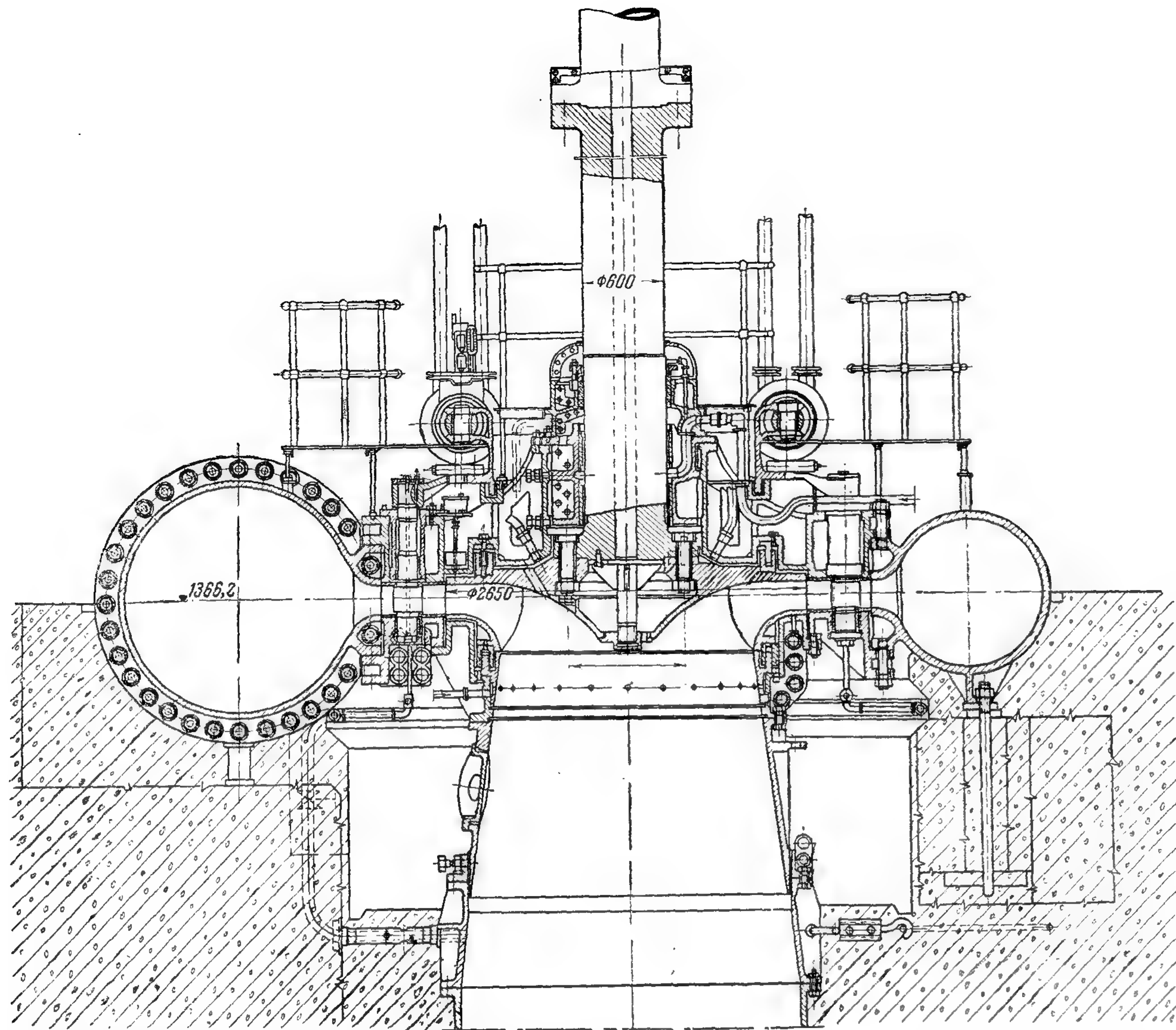


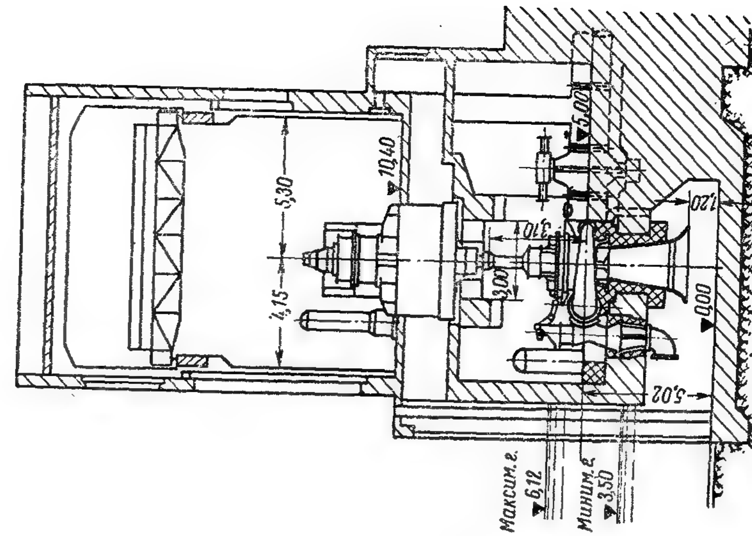
Рис. 9-14. Продольный разрез вертикальной радиально-осевой турбины РО246-ВМ-265 в литой улитке на Гюмушской гидростанции; $H = 285$ *м*; $n = 375$; $N = 55\,200$ *квт*.

и экономят цветные металлы. При хорошем обеспечении их водой они вполне надежны [Л. 44 и 308].

На рис. 9-14 показана отсасывающая труба с разъемным конусом. После разборки его нижнего крепления к фундаментному кольцу он может быть вверху отболчен от нижней кольцевой крышки колесной камеры и отодвинут в сторону. Тогда снимается эта крышка и рабочее колесо становится доступным для осмотра и ремонта, а в случае необходимости может быть снято без сложной разборки всего агрегата сверху.

Направление вращения у радиально-осевой турбины (как и у всех других реактивных) определяется так. Турбина имеет правое вращение и называется правой, если при взгляде вдоль ее оси в направлении выхода воды из колеса она вращается по часовой стрелке; при обратном вращении турбина левая. Обычно строятся правые турбины.

В состав марки (§ 5-9) радиально-осевой турбины входят: буква Р (или РО) для обозначения системы, номер типа колеса, указание на вертикальное или горизонтальное положение вала (В или Г), указание на металлическую круглую или бетонную тавровую камеру (М или Б) и диаметр колеса в сантиметрах. Пример: Р123-ВМ-500. Подробнее см. § 13-2.



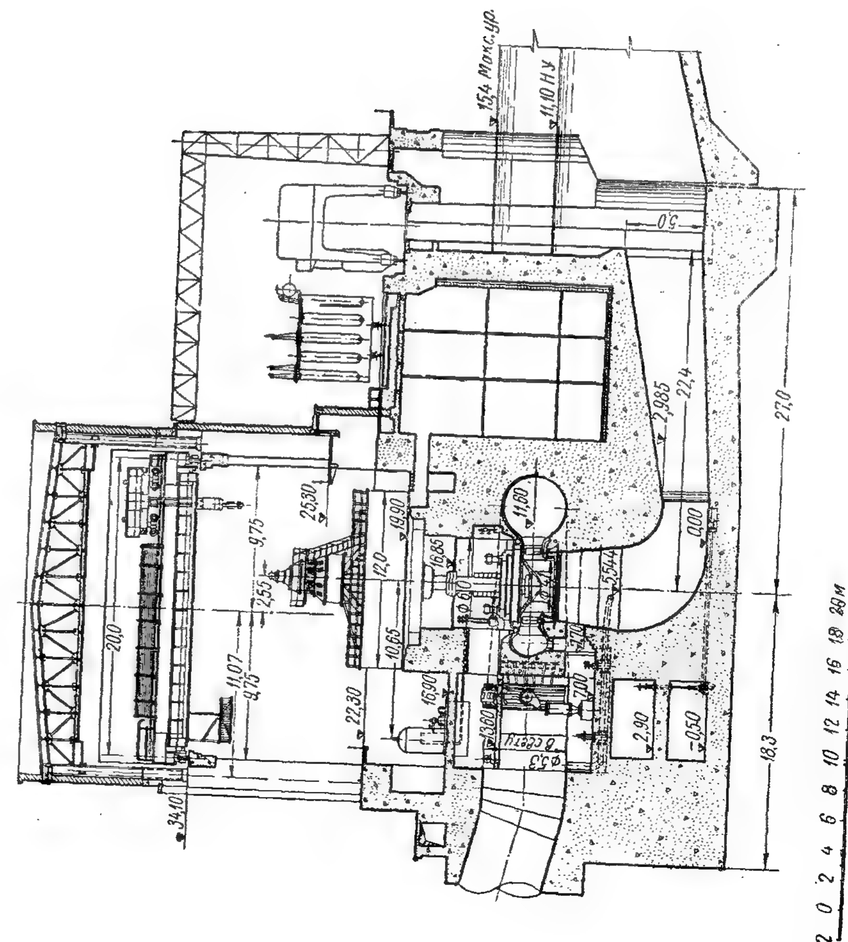


Рис. 9-15. Продольный разрез здания Мингечаурской гидростанции с вертикальной радиально-осевой турбиной РО211-ВМ-410 со сварной улиткой и изогнутой отсасывающей трубой; $H = 52$ *м*; $n = 125$; $N = 61\,500$ *квт*.

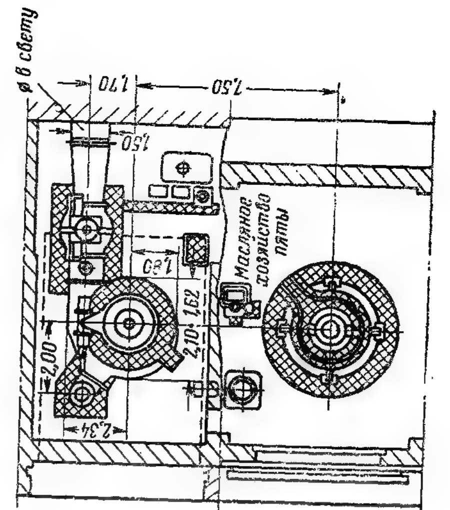


Рис. 9-16. Установка вертикальной спиральной турбины с прямоосной отсасывающей трубой.

9-6. ГАБАРИТЫ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Для прикидочного определения места, занимаемого в машинном здании вертикальной радиально-осевой турбиной, а также для изображения турбины в мелком масштабе на чертежах машинного здания полезны указания, имеющиеся на рис. 9-17.

На рис. 9-17,*а* даны в метрах примерные диаметры: расположения осей направляющих лопаток, их входных кромок и входных кромок колонок статорного кольца (§ 6-10).

На рис. 9-17,*б* указаны длины фронтов: улитки

$$f_к \approx (2,5 \div 3,5) D \qquad (9\text{-}6)$$

и агрегатного блока (межосного расстояния соседних агрегатов)

$$f_б \approx (4 \div 4,5) D. \qquad (9\text{-}7)$$

На рис. 9-17,*в* указаны размеры турбинной шахты: ее диаметра

$$d_ш \approx 1,25D + 0,5 \qquad (9\text{-}8)$$

и ее высоты (при подпятнике на опорной балке под генератором) по разнообразным формулам:

$$h_ш \geqslant 2,5\sqrt{D} \ (\text{при } D \geqslant 1,1); \qquad (9\text{-}9)$$

$$h_ш \approx 1,3D + (0 \div 3); \qquad (9\text{-}10)$$

$$h_ш \approx 2,5b + (1,5 \div 4). \qquad (9\text{-}11)$$

Видно, что шахта получает весьма разнообразную высоту, что объясняется местными условиями компоновки, типом подгенераторной конструкции, а также удобством монтажа и ремонта.

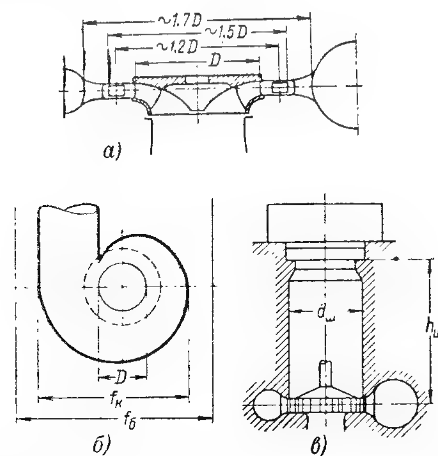


Рис. 9-17. Прикидочные габариты радиально-осевой турбины.

9-7. УПЛОТНЕНИЯ КОЛЕСА

Колесо радиально-осевой турбины вращается в полости, ограниченной с одной, торцовой, стороны крышкой, с другой — отсасывающей трубой, а с боков: ближе к крышке — направителем, ближе к трубе — колесной камерой. Между неподвижной стенкой этой камеры и наружным ободом вращающегося колеса неизбежна кольцевая щель. По одну ее сторону, со стороны направителя, давление больше, по другую, со стороны трубы, оно меньше. Следовательно, по щели протекает вода в обход рабочего колеса; она не отдает ему своей энергии, а тратит ее, переводя в тепловую, при преодолении сопротивлений в щели. Эта потеря называется объемной. Для ее снижения и для повышения к. п. д. турбины надо заботиться об уменьшении утечки — утекающего в обход колеса расхода, т. е. об уплотнении щели.

Расход через щель, как и через всякое отверстие, выражается как

$$q = \mu f\sqrt{2gh}, \qquad (9\text{-}12)$$

где h — разность давлений перед и за колесом, стремящаяся протолкнуть воду через щель;

f — ее поперечное относительно течения сечение;

μ — коэффициент расхода.

У современных турбин разность давлений $h \approx (0,6 \div 0,8)H$. При некотором h расход снижается с уменьшением сечения f и коэффициента μ, т. е. при увеличении сопротивления, представляемого щелью, протеканию.

Наиболее простыми видами щелей являются: плоская щель — между двумя нормальными к оси колеса плоскостями и щель цилиндрическая — между двумя соосными с колесом цилиндрами. Узкий зазор, т. е. расстояние между поверхностями у щели первого вида, конструктивно опасен, так как колесо может в натуре несколько сдвинуться со своего проектного положения относительно колесной камеры благодаря неточному монтажу или деформации опор вала; тогда зазор может уменьшиться до нуля и колесо начнет тереться о камеру, что поведет к потере энергии, сотрясениям и, наконец, разрушению колеса. Поэтому такую щель обычно не оформляют в виде уплотняющей.

Точки колеса надежнее сохраняют проектные радиусы своего вращения, чем осевые положения, почему зазор именно при цилиндрической щели надежнее сохраняет свою величину, но и здесь его нельзя довести до любого малого значения из-за неизбежных неточностей обработки и монтажа. У современных крупных турбин радиальный зазор b, т. е. разность радиусов его наружной и внутренней цилиндрических поверхностей, составляет около 0,001 соответствующих диаметров.

Если протяжение щели πD, а разность названных радиусов назвать ее шириной b, то сечение щели

$$f = \pi Db. \qquad (9\text{-}13)$$

Размер щели вдоль течения можно назвать ее длиной l.

Очевидно, расход тем больше, чем больше μ; этот коэффициент тем больше, чем меньше сопротивление щели, т. е. чем больше ее ширина b и меньше длина l.

Сопротивление щели может быть увеличено, а утечка — уменьшается внезапным изменением направления скорости воды в щели или прерывистым изменением величины этой скорости. Во втором случае цилиндрические поверхности щели (одна или обе) получают выточки и уплотнение именуется лабиринтным. Наконец, в гребенчатом уплотнении в выточки одной поверхности входят гребни, сидящие на другой. Разные виды уплотняющих щелей см. рис. 12-7.

В узких щелях скорости протекания велики, что ведет, особенно при наличии в воде взвешенных наносов, к износу щелевых поверхностей, который увеличивает утечку, уменьшает к. п. д. и мощность турбины, наконец иногда ведет к росту осевого гидравлического усилия (§ 9-8). По этим соображениям щель образуется у крупных турбин не непосредственно самими соседними ободьями, а особыми сменными уплотнительными бронзовыми или стальными кольцами, укрепляемыми на ободьях и образующими щель. Расчет расхода утечки см. § 12-4.

9-8. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ НА ВАЛУ ТУРБИНЫ

Вал турбины нагружается рядом направленных вдоль его оси сил, в сумме дающих полное осевое усилие $P_{ос}$, которое должно быть воспринято подпятником вала.

Основным является гидравлическое усилие $P_г$. Оно двоякого происхождения. Одно из его слагаемых $P_д$ происходит от разности давлений воды сверху и снизу на нормальное к оси сечение рабочего колеса, второе $P_р$ — от реакции потока воды, изменяющего внутри колеса свою скорость по направлению и величине. Если ось колеса вертикальна, то в состав полного осевого усилия входит еще вес G вращающихся частей агрегата (ротора генератора, рабочего колеса турбины, вала и др.).

Но при этом гидравлическое усилие снижается на вес воды, вытесняемой погруженной в воду частью рабочего колеса. Соответствующее усилие $P_п$ называется поддерживающим или архимедовым.

Следовательно, имеем:

$$P_г = P_д - P_р - P_п;$$

$$P_{ос} = P_г + G = P_д - P_р - P_п + G.$$

Рабочее колесо радиально-осевой турбины окружено с боков предлопастным пространством и двумя щелями около его ободьев. Если давления воды здесь нормальны к оси и осесимметричны, то их равнодействующая равна нулю и вал не испытывает от них бокового усилия. В действительности некоторая несимметричность давлений иногда, вероятно, есть, например, при спиральной камере, которая питает направляющие каналы не вполне равномерно, но соответствующее боковое усилие и тогда ничтожно и не учитывается. Гидравлическое же усилие от давления воды на колесо, направленное вдоль вала, велико и имеет большое значение для расчета подпятника и его опор.

Давления на различные поверхности колеса различны. Удобно их рассматривать и интегрировать графически, а соответствующий график для вычисления $P_д$ строить так.

Рассмотрим осевое гидравлическое усилие на тело, помещенное поперек сосуда и подверженное разным давлениям сверху и снизу (рис. 9-18). По правилам гидростатики усилие P, необходимое для поддержки тела, определяется как сумма весов этого тела в воздухе G и воды в объемах *abcde* и *efcgh*. Иначе говоря, оно равно весу G плюс усилие давления $P_д$, равное весу воды в объеме *abgh*, минус поддерживающее усилие $P_п$, равное весу воды в объеме тела:

$$P = G + P_д - P_п. \qquad (9\text{-}14$$

Чтобы вычислить объем *abgh*, надо определить объемы верхний (дающий избыточное давление) и нижний (дающий разрежение). Очевидно, их сумма не меняется, от какой бы поверхности или плоскости *ik* мы их вверх и вниз ни отсчитывали. Именно упрощающим построением и отсчетом давлений от плоскости *ik*, а не от поверхностей *edc* и *efc* мы и будем пользоваться при построении графика.

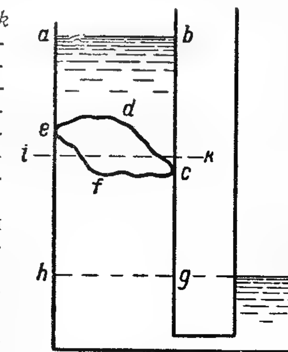


Рис. 9-18. Схема построения графика давлений на тело.

Рассмотрим давления на колесо вертикальной турбины по рис. 9-19. Будем все давления относить, например, к плоскости нижнего кольца направителя *AB*. Эта плоскость находится под верхним уровнем на глубине верховой части напора $H - H_{отс}$; если с этой ве-

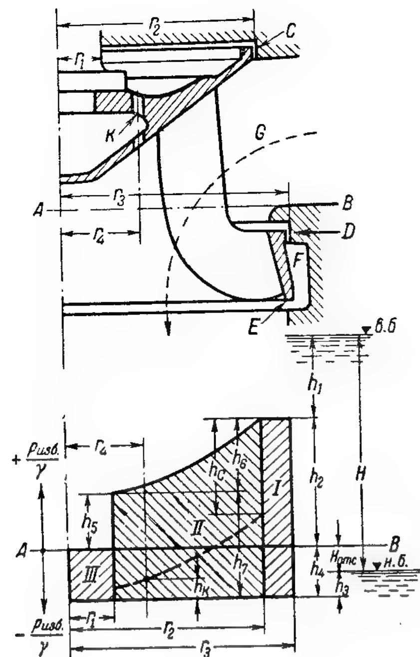


Рис. 9-19. График давлений на колесо без разгрузочных отверстий и с ними.

личины скинуть h_1, т. е. потери турбины до предлопастного пространства, и скоростной напор в нем, то здесь давление окажется равным h_2. Это давление передается через щель C и в пространство над внутренним (верхним) ободом турбины. Однако оно там будет таким только на радиусе r_2 щели C; чем ближе к оси, тем оно будет меньше.

Действительно, при вращении колеса внутренний обод приведет находящуюся между ним и крышкой воду в постоянное вращение с угловой скоростью $\alpha\omega$, меньшей скорости колеса. Это вращение вызовет центробежные силы и разницу в давлениях на радиусах обода r_2 и вала r_1, равную:

$$h_2 - h_5 = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{(\alpha\omega_2 r_2)^2}{2g} - \frac{(\alpha\omega_1 r_1)^2}{2g}. \qquad (9\text{-}15)$$

Под колесом имеется разрежение, равное высоте отсасывания $H_{отс}$ плюс динамическое разрежение от отсасывающей трубы:

$$h_3 = \eta_{отс}\frac{v_2^2}{2g}, \text{ т. е. } h_4 = H_{отс} + h_3.$$

Принимаем, что щель D имеет гораздо большее сопротивление, чем щель E, почему давление в кольцевом пространстве F колесной камеры можем считать таким же, как под колесом, т. е. разрежением h_4, а давление на кольцо колеса между радиусами r_3 и r_2 — таким же, как на радиусе r_3. На основании этих рассуждений строится эпюра давлений в нижней части рис. 9-19. Остается лишь вычислить объемы тел вращения I, II и III.

Объемы цилиндров I и III определяются просто. Объем II, ограниченный сверху параболоидом вращения, вычисляем, основываясь на положении, что объем усеченного параболоида равен произведению средней площади его оснований на его высоту:

$$II = \pi(r_2^2 - r_1^2)(h_4 + h_2) - 0,5\pi(r_2^2 - r_1^2)(h_2 - h_5); \qquad (9\text{-}16)$$

тогда

$$P_д = (I + II + III)\gamma. \qquad (9\text{-}17)$$

По опытам ЛМЗ коэффициент α скорости вращения воды над ободом несколько больше половины и равен, например, 0,7 [Л. 113].

Для расчета по (9-16) надо знать разность давлений до колеса и за ним, т. е. $h = h_2 + h_4$. При подобных колесах в подобных режимах она пропорциональна H, а при напоре 1 *м*, очевидно, близка к степени реактивности колеса λ (§ 6-1) и значению $h : H$ в § 12-4.

Возможно некоторое уточнение усилия I на рис. 9-19 учетом снижения давлений в предлопастном пространстве при приближении потока к оси и повышения давления в колесной камере F из-за сопротивления в щели E [Л. 99].

Кроме усилия от давления $P_д$, колесо испытывает и осевое усилие $P_р$ от реакции протекающей через него воды. Осевые слагающие скорости при входе и выходе из колеса v_{z1} и v_{z2}. Если $v_{z2} > v_{z1}$, то по § 3-1 получается усилие вверх

$$P_р = \frac{Q\gamma}{g}(v_{z2} - v_{z1}).$$

У тихоходных турбин $v_{z1} \approx 0$, а v_{z2} вообще близко к v_2. Тогда

$$P = \frac{Q\gamma}{g} v_2. \qquad (9\text{-}18)$$

У быстроходных турбин скорость v_1 несколько отклоняется к осевому направлению еще в предлопастном пространстве G (рис. 9-19), почему в (9-18) вводится меньший единицы множитель β:

$$P_р = \beta\frac{Q\gamma}{g}. \qquad (9\text{-}19)$$

По данным ЛМЗ [Л. 113] этот множитель в разных режимах постоянен и равен, например, у типа Р123 0,6, а у Р82 0,7.

В подобных режимах гидравлическое усилие $P_г$ пропорционально напору и квадрату диаметра. Удобно приводить его к единичным значениям последних. Тогда вообще $P_г$ определяется по приведенному его значению P_1' так:

$$P_г = P_1' HD^2. \qquad (9\text{-}20)$$

Приведенное усилие у одной и той же турбины в разных режимах различно (§ 12-2); для каждого типа можно считать характерным его значение в оптимальном режиме P_{10}'.

По опытным данным ЛМЗ для модельных колес без разгрузочных отверстий (§ 9-9) нами определены такие значения:

тип Р82 $n_{1о} = 191$; $P_{10}' = 340$ *кг*;

тип Р123 $n_{1о} = 272$; $P_{10}' = 390$ *кг*.

ЛМЗ предпочитает [Л. 229] определять гидравлическое осевое усилие по выражению

$$P_г = 1\,000k\frac{\pi D^2}{4}H_{макс} \text{ кг}. \qquad (9\text{-}21)$$

Здесь, очевидно,

$$P_1' = 785k \text{ кг}.$$

При наличии достаточно больших разгрузочных отверстий во втулке рабочего колеса (§ 9-9) завод рекомендует брать значения k для современных типов радиально-осевых турбин так:

РО246: $k = 0,07 \div 0,12$;
РО533: $k = 0,08 \div 0,14$;
РО638: $k = 0,20 \div 0,26$;
РО82: $k = 0,22 \div 0,28$;
РО211: $k = 0,28 \div 0,34$;
РО123: $k = 0,34 \div 0,41$.

При этом меньшие значения k относятся к бо́льшим диаметрам. Износ лабиринтных колец в уплотнениях колес (§ 12-4) ведет к росту k.

Вес рабочего колеса в воздухе $G_к$ определяется по графику ЛМЗ, приведенному на рис. 9-20. При нахождении колеса в воде на пяту будет передаваться лишь часть этого веса, а именно:

$$P = G_к\frac{\gamma_в}{\gamma_м}, \qquad (9\text{-}22)$$

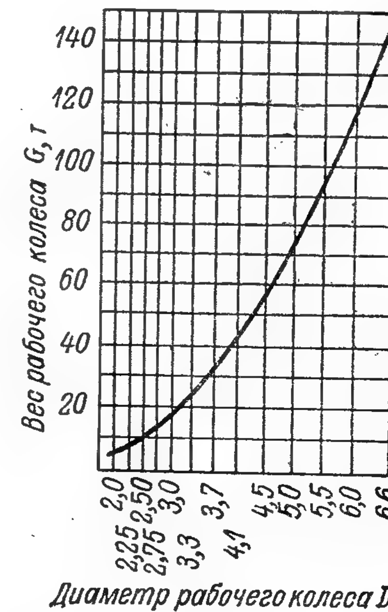


Рис 9-20. Веса рабочих колес радиально-осевых турбин.

где объемные веса воды $\gamma_в = 1\,000$ и материала $\gamma_м \approx 7\,850$ $кг/м^3$ для стали и 6 700—7 600 $кг/м^3$ для серого чугуна.

К осевому усилию турбины в вертикальных агрегатах присоединяются еще веса вала и ротора генератора. Веса ротора генераторов, вошедших в номенклатуру завода «Электросила», составляют 18—700 *т* при их мощностях 3 000—88 000 *квт*. При одной и той же мощности этот вес обратно пропорционален оборотности примерно во второй степени.

Вес вала турбины очень сильно зависит от местных особенностей установки. Этот вес равен примерно 60—130% веса колеса радиально-осевой турбины.

9-9. СНИЖЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УСИЛИЯ

Для облегчения работы подпятника и увеличения его надежности очень желательно снижать полное осевое усилие $P_{ос}$, в частности главную его составную часть — гидравлическое усилие $P_г$. Оно у радиально-осевых турбин создается главным образом разностью давлений на колесо сверху, на его внутренний обод, и снизу. Пространство между сплошным диском этого обода и крышкой турбины сообщается щелью с предлопастным пространством. Большое давление в последнем создает большое давление и на этот диск и на колесо.

Снизить гидравлическое усилие можно за счет понижения этого давления. С этой целью диск обода снабжается (рис. 9-19) несколькими разгрузочными отверстиями K, сообщающими подкрышечное пространство с повышенным давлением с пространством под колесом, где имеется разрежение. Утечка турбины растет, так как она происходит уже через обе щели — D и C, но сила давления снижается, так как под крышкой турбины давление оказывается промежуточным между давлениями перед и за колесом. Как уже сказано в § 9-8, приведенные там значения k соответствуют наличию таких отверстий.

Уравнение расхода для утечки через щель C и отверстия K:

$$q = \mu_C f_C \sqrt{2gh_C} = \mu_K f_K \sqrt{2gh_K}. \qquad (9\text{-}23)$$

где h_C и h_K — соответствующие перепады в щели и отверстиях. Отсюда

$$\frac{h_C}{h_K} = \left(\frac{\mu_K f_K}{\mu_C f_C}\right)^2. \qquad (9\text{-}24)$$

С другой стороны, разность давлений h_7 между предлопастным пространством и нижним выходом из разгрузочных отверстий должна покрыться как прежней разностью давлений

$h_6 = h_2 - h_5$ от центробежной силы, так и этими двумя перепадами h_C и h_K, что дает:

$$h_7 = h_6 + h_C + h_K. \qquad (9\text{-}25)$$

При снижении на рис. 9-19 параболы осевое усилие падает. Оно снижается на величину, пропорциональную площади эпюры $\pi(r_2^2 - r_4^2)h_C$. Итак, выгодно параболу снижать, для чего надо сопротивление щели C увеличивать, а отверстий K — уменьшать.

Коэффициент расхода круглых разгрузочных отверстий в данных условиях (при движении воды над входом в отверстия) точно неизвестен. Его принимают равным и 0,45 [Л. 99] и коэффициенту расхода щели C [Л. 113].

Вода, вытекающая из отверстий, несколько сбивает течение по выходе из колеса. Кроме того, на втулке не всегда можно найти место для отверстий. Поэтому иногда подкрышечное пространство соединяют с отсасывающей трубой посредством обводной разгрузочной трубы, примыкающей к верху крышки одним концом и к отсасывающей трубе где-то ниже колеса — другим (см. такую трубу на рис. 6-18).

Для уменьшения гидравлического усилия, кроме этих давно известных разгрузочных отверстий, в последние годы начали применяться и разгрузочные кольца. Такое кольцо L (плоское, коническое или иное) жестко прикрепляется к крышке на некотором от нее расстоянии (рис. 9-21). Обод колеса имеет кольцевой выступ; между кольцом и выступом

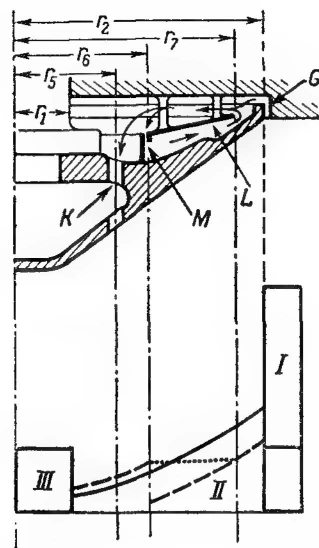


Рис. 9-21. График давлений на колесо с разгрузочным кольцом.

имеется уплотняющая щель M. Вода над кольцом не вращается, почему давление здесь постоянно (пунктир внизу). Перепад гасится щелью C и отверстиями K, а центробежная сила участвует в гашении лишь на коротких участках $r_2 - r_7$ и $r_6 - r_5$. Перепады в C и K возрастают, утечка растет, немного повышается давление на малой площади $r_6 - r_1$, но зато оно порядочно падает на большой площади $r_2 - r_6$ (штриховая кривая). Давление под кольцом может иногда оказаться меньшим, чем в отсасывающей трубе, и даже меньше давления насыщения, что может привести к кавитации. Вокруг кольца образуется круговорот воды.

Расчеты для турбины Р123 дали нам такие соотношения: гидравлическое усилие без разгрузочных отверстий 100%, с ними — 42%, с ними и с разгрузочным кольцом — 30%.

На приведение во вращение воды под крышкой у наружного обода и в кольцевых щелях турбина затрачивает какую-то энергию — это так называемые дисковые потери. Несомненно, что эти потери зависят от толщины слоя воды между неподвижной и вращающейся поверхностями. Однако оптимальная толщина такого слоя еще недостаточно известна.

У тихоходных турбин D_1 значительно больше, чем D_2. У их наружного обода уплотнение часто делается не со стороны направителя, а со стороны отсасывающей трубы. Тогда в кольцевом пространстве F между колесной камерой и наружным ободом создается большое усилие, направленное вверх, и надо быть осторожным при снижении давления под крышкой, чтобы полное гидравлическое усилие не оказалось слишком малым, а тем более не получило направления вверх.

Осевое гидравлическое усилие $P_г$ у поворотнолопастной турбины можно разложить на две части; одна его часть есть усилие на лопасти, другая — на верхнюю поверхность втулки; эта часть пропорциональна $d_{вт}^2 - d^2$, где $d_{вт}$ есть диаметр втулки, d — вала. Для уменьшения $P_г$ чехословацкий завод Бланско, как сообщает М. Нехлеба, разгружает названную поверхность, вводя лабиринтное уплотнение на наружном диаметре втулки и соединяя пространство между уплотнением и сальником трубопроводом с отсасывающей трубой. Если, например, $d_{вт} = 0{,}68D$, то $P_г$ уменьшается приблизительно в отношении

$$\frac{D^2 - d_{вт}^2}{D^2} = 0{,}54.$$

9-10. ПОДПЯТНИКИ И ПОДШИПНИКИ

Турбинный вал вращается в подшипниках. Во избежание его смещения вдоль оси осевое усилие должно быть воспринято подпятником и передано фундаменту. Подпятник в данном агрегате всегда является единственным, так как при двух подпятниках у общего вала распределение между ними общего усилия явилось бы неопределенным и подпятники не могли бы быть рассчитаны. Расчет и конструкция подпятника являются очень ответственной задачей.

Подпятники в виде упорных шарикоподшипников применяются у турбин модельных и у натурных малой мощности. При больших осевых усилиях они неприменимы, так как в отношении поломки крупные шарики менее надежны, а аварии у мощной турбины опаснее, чем у малой.

Более мощные подпятники прежде оформлялись, как кольцевые: в неподвижном их корпусе в ванне с маслом располагалось неподвижное кольцо, по которому скользила пята — кольцо подвижное, связанное с валом (рис. 9-22). Подкладное кольцо со сферической поверхностью сохраняло горизонтальность поверхности скольжения и при небольшом перекосе корпуса.

Теперь для осевых усилий свыше 8 000 *кг* применяются так называемые сегментные подпятники, более надежные, изображенные схематически на рис. 9-23, конструктивно — на рис. 9-24. Принципом их действия является разбивка одного из двух погруженных в масло колец (чаще неподвижного) на отрезки (секции), называемые сегментами, каждый из которых при работе образует между своей поверхностью и поверхностью другого кольца сквозную клиновидную щель, более раскрытую навстречу вращению. Вращающееся кольцо увлекает за собой масло и прогоняет его через щель насквозь от большего ее зазора к меньшему, создавая сплошную масляную пленку. При этом в щели создается давление масла, достаточное для восприятия осевого усилия без соприкосновения твердых поверхностей верхнего кольца и сегментов, благодаря чему потери на трение и износ поверхностей малы. Однако нагрев масла происходит, что требует охлаждения его холодной водой, протекающей по находящимся в ванне трубкам (змеевикам) или как-либо иначе.

Для создания масляной пленки между трущимися поверхностями нужно: во-первых, обеспечить возможность качания каждого сегмента около его опоры так, чтобы некоторый угол масляного клина устанавливался сам собой, во-вторых, точное изготовление подпятника и особенно соблюдение одинаковости высоты у всех сегментов; в третьих, иметь доста-

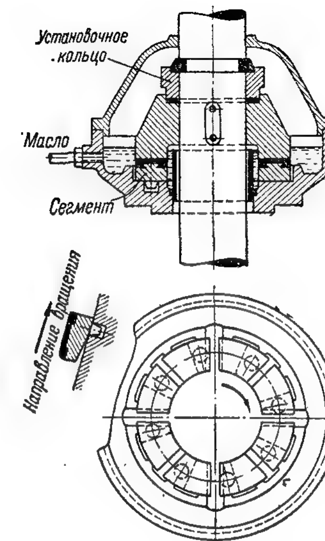


Рис. 9-23. Схема сегментного подпятника.

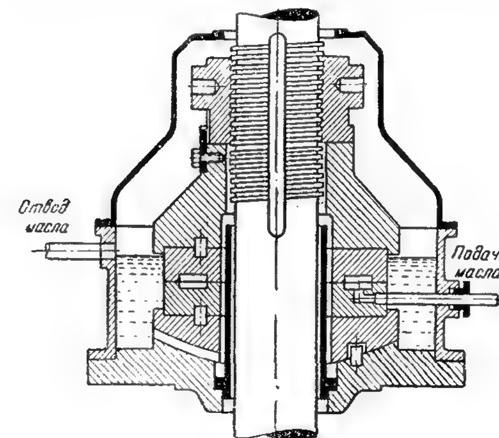


Рис. 9-22. Кольцевой подпятник.

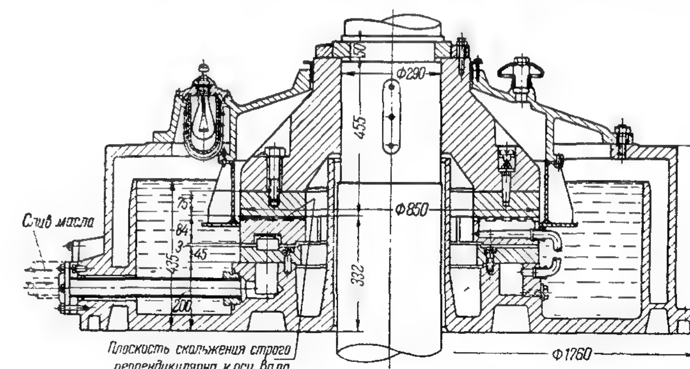


Рис. 9-24. Разрез сегментного подпятника.

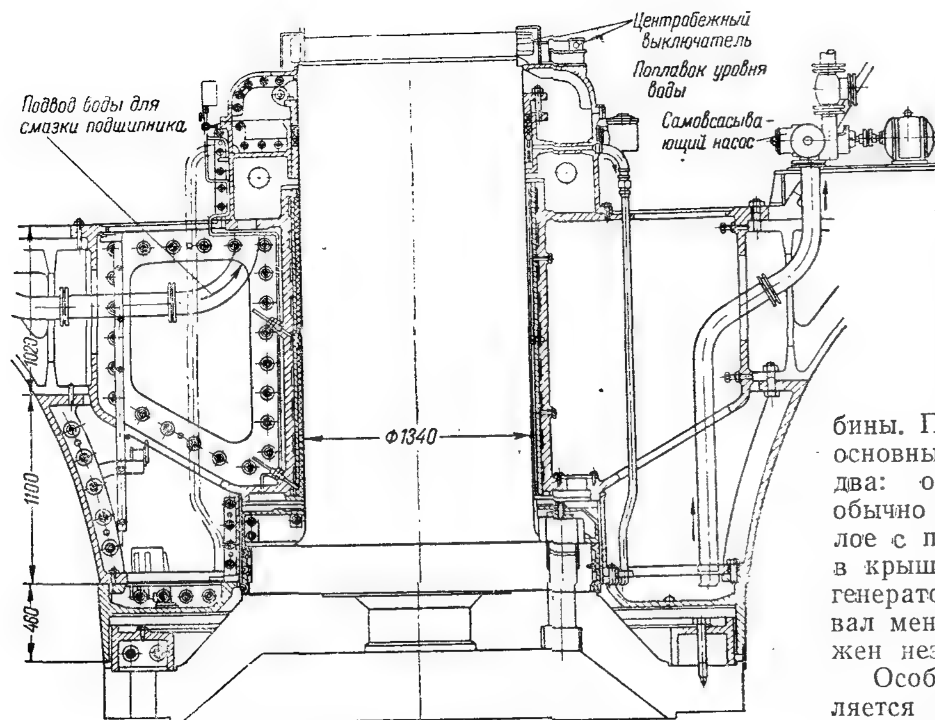


Рис. 9-25. Подшипник с резиновым вкладышем.

точную скорость вращения пяты; при недостаточной скорости масло перестает загоняться в зазор (масляный клин не создается), твердые трущиеся поверхности приходят в соприкосновение, что сильно повышает интенсивность их износа. Поэтому время работы подпятника при ненормально малой оборотности агрегата должно быть возможно более кратким. В этом отношении повышение оборотности от нуля после пуска агрегата безопасно, так как разгон происходит быстро. Длительное же время снижения оборотности до нуля при его остановке стремятся сильно сократить. Для этого все крупные машины снабжаются несколькими тормозами, имеющими у вертикальных агрегатов вид домкратов, опертых на балки под генератором. В цилиндр домкрата пускается воздух под давлением, поршень движется вверх, колодка на штоке поршня прижимается к особому кольцу на роторе генератора и мягко тормозит его. Те же домкраты при нагнетании в них масла под высоким давлением (100—150 *кг/см*²) используются для подъема на небольшую высоту при ремонте подпятника всего ротора агрегата вместе с валом и рабочим колесом турбины.

Подпятники для гидроагрегатов поставляются в СССР обычно электромеханическими заводами-поставщиками генераторов. Их ориентировочные размеры для усилий (нагрузок) 8—600 *т* см. [Л. 99]. Обычное напряжение смятия на поверхности сегментов составляет 25—45 *кг/см*².

Крупный вертикальный гидроагрегат при подвесном генераторе (§ 2-9) обычно имеет три подшипника: по отдельному над и под генератором и третий в крышке турбины. При зонтичном генераторе основных подшипников лишь два: один — под генератором, обычно объединяемый в одно целое с подпятником, и другой — в крышке турбины. Третий, над генератором, включает в себя вал меньшего диаметра и нагружен незначительно.

Особенно ответственным является нижний направляющий подшипник в крышке турбины, так как здесь ее колесо сидит на валу не между двумя его подшипниками, а на его консоли (на свесе), почему значение критической оборотности по условиям поперечных колебаний упругого вала меньше, т. е. ближе к его действительной оборотности, а их взаимное сближение может повести к опасному резонансу его колебаний.

Подшипники крупных вертикальных гидроагрегатов ранее исполнялись со вкладышами, залитыми баббитом, и с принудительной масляной смазкой. Теперь такие подшипники почти вытеснены подшипниками с резиновыми [Л. 67] или лигнофолевыми вкладышами и водяной смазкой (рис. 9-25). При этом, во-первых, значительно упрощается конструкция подшипников, уже не требующая ряда насосов для обслуживания его смазкой, а, во-вторых, резко уменьшается применение баббита, являющегося сплавом дорогих металлов. Кроме того, износ резины очень мал, даже при наличии в воде песка или ила, так как их частицы перекатываются по резине, не задирая ее. Однако наличие в воде нефти и масел вредит ей, так же как и ее нагрев. Резина несколько разъедает вал, почему он внутри подшипника имеет особую облицовку.

Лигнофолем называется материал из тонких березовых или осиновых пластинок (фанерного шпона), пропитанных смолой (бакелитом или щелочами) и спрессованных при температуре около 140° С и давлении около 150 *кг/см*². Лигнофолевые подшипники обладают теми же достоинствами, что и резиновые. Однако наличие в воде песка для лигнофоля вредно.

Водяная смазка в подшипниках должна быть надежно и в достаточном количестве обеспечена. Вода для нее подается из спиральной камеры, а в качестве резерва — из водопровода технических нужд. Однако при наличии в воде значительного количества взвешенных наносов необходимо предусматривать либо дополнительную очистку (фильтрование и отстой) воды, либо подвод чистой воды для смазки.

У подшипников с масляной смазкой сальник располагается между подшипником и колесом; при водяной смазке подшипник находится между сальником и колесом.

Наблюдения за износом в разных подшипниках см. [Л. 201].

9-11. РАСПРОСТРАНЕНИЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН НА ВЫСШИЕ НАПОРЫ

При высоких напорах применение реактивных турбин невозможно, так как динамическое разрежение под колесом и в нем самом (гл. 8), пропорциональное коэффициенту кавитации и напору, так растет, что во избежание кавитации приходится по (8-12) колесо сильно заглублять под нижний уровень, что требует больших работ и недопустимо больших капиталовложений.

Применяемые при больших напорах ковшевые турбины имеют ряд недостатков: их к. п. д. меньше, чем у радиально-осевых турбин; напор возвышения их колеса над нижним уровнем не используется; на ковши действуют очень большие и переменные усилия; надежное прикрепление ковшей к диску затруднительно, а их материал быстро устает. По этим причинам турбиностроители давно стремятся расширить область применения радиально-осевых турбин на бо́льшие напоры. Это возможно при соответствующем снижении их коэффициента кавитации, что достигается (§ 8-8) улучшением формы рабочих лопастей. Очень сильное погружение турбины иногда бывает приемлемым лишь в подземных станциях, где отводная штольня может быть направлена круто вверх. Двухступенчатые реактивные турбины (§ 8-10) распространения не получили.

В настоящее время за надежную верхнюю границу напора для применения радиально-осевой турбины принимается около 300. Тогда при коэффициенте кавитации наиболее тихоходной турбины 0,035 получается допустимая высота отсасывания около минус 1 *м*.

Однако эта граница постепенно поднимается. Рекордными в этом отношении пока являются турбины на гидростанциях Фионней в Швейцарии (напор 455 *м*), Лимберг в Австрии (435 *м*), Сафиен-Пляц в Швейцарии (422 *м*).

В Советском Союзе на Гюмушской станции на Кавказе работают турбины РО246-ВМ-265 завода ЛМЗ при напоре до 290 *м* и высоте отсасывания — 1 *м*.

В настоящее время перед советским гидротурбиностроением ставится задача разработки радиально-осевых турбин для напоров до 450 *м*, где они должны вытеснить менее экономичные ковшевые.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

КРЫЛОВЫЕ ТУРБИНЫ

10-1. КОЛЕСО КРЫЛОВОЙ ТУРБИНЫ

Из числа реактивных турбин имеют теперь широкое распространение, кроме рассмотренных радиально-осевых, еще турбины винтовые (пропеллерные) и поворотнолопастные. Они являются двумя разновидностями одной системы, которая в нашей литературе термина пока не имеет; находя это неудобным, мы предлагаем объединить обе разновидности родовым названием — крыловые турбины.

Те и другие являются турбинами осевыми, но, кроме них, существовали и существуют и иные системы осевых турбин (§ 3-13), почему объединять их термином только «осевые», что иногда делается, неточно. Также неудовлетворительны термин «турбины лопастные», так как лопасти являются органами турбин всех систем, и термин «турбины пропеллерные», так как пропеллер обозначает толкатель, которым является гребной винт у судна, воздушный винт у самолета; у турбины же вода толкает колесо, а не наоборот; кроме того, пропеллерными долгое время назывались (а иногда и теперь называются) лишь винтовые турбины.

По ряду признаков лопасти обеих названных систем турбин могут быть названы крыльями, как издавна зовутся аналогичные лопасти ветряных мельниц, а сами эти турбины — крыловыми. Так мы их и будем называть, когда надо будет говорить об общих свойствах винтовых и поворотнолопастных турбин. Другим подходящим термином было бы старое русское наименование «мутовчатая» турбина (§ 5-11), так как лопасти рассматриваемой турбины расположены относительно вала звездообразно, как на мутовке.

Как указывалось выше (§ 9-2), турбиностроители в погоне за повышением быстроходности стремились уменьшать средний входной диаметр колеса, не уменьшая выходного, что в конце концов привело от чисто радиального колеса к диагональному с входными кромками, сильно наклонными относительно оси. Естественным был дальнейший переход к чисто осевому колесу, у которого такой диаметр еще меньше.

В качестве другой предшественницы крыловой турбины можно рассматривать потерявшую теперь широкое применение тоже осевую турбину Жонваля (§ 3-13 и 6-1), имеющую, однако, в отличие от современной крыловой осевой направитель и сравнительно большой диаметр внутреннего обода.

Преобразование последней турбины в крыловую можно себе представить так: 1) значительно уменьшается диаметр внутреннего обода, сливающегося со втулкой, что увеличивает расход и быстроходность; 2) осевой направитель заменяется радиальным (поворотным многолопаточным), который удобен и для регулирования и для питания его спиральной камерой; 3) уменьшается число лопастей с 18—30 до 3—7 при одновременном придании

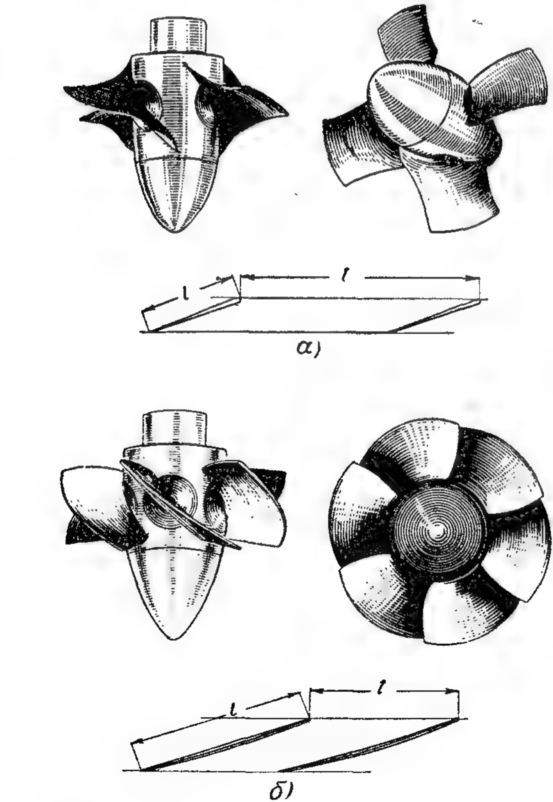


Рис. 10-1. Колеса поворотнолопастной турбины с четырьмя и шестью лопастями (типов ВК1 и П12).

им толстого, но удобообтекаемого профиля, что делает их крепче и позволяет обойтись без скрепляющего наружного обода.

Таким образом, колесо крыловой (рис. 10-1) турбины имеет втулку, насаженную на конец вала или привернутую к фланцу последнего. К втулке прикреплено звездообразно несколько, чаще всего четыре, лопастей; наружного обода нет. Все колесо вращается внутри колесной камеры (рис. 10-9) с небольшим зазором (порядка 0,001 диаметра колеса) между стенкой камеры и торцом лопасти. Колесо питается радиальным направителем. Для уменьшения потерь при обтекании стенок крышка припускается вдоль вала, образуя поверхность вращения, плавно переходящую в боковую поверхность втулки. Внутри такого крышечного обтекателя обычно располагается направляющий подшипник. Втулка к выходу из колеса заостряется, образуя спускающийся в отсасывающую трубу втулочный обтекатель.

Перед направителем располагается турбинная камера: у маломощных турбин — открытая, у крупных — спиральная и обычно бетонная.

Мощные крыловые турбины делаются вертикальными, что удобно и для генератора и для изогнутой отсасывающей трубы. Обычно вертикальными строятся и меньшие крыловые турбины, так как они быстроходны, почему легко получают общий вал с генератором.

10-2. КРЫЛОВЫЕ ЛОПАСТИ

Элементарная струйная теория течения по рабочим колесам (§ 3-12) довольно близка к действительности, пока лопастей много и рабочие каналы узки. При малом числе лопастей каналы широки (особенно у периферии крылового колеса) и струйки в канале не ведут себя однообразно: их пути и скорости около лопастных поверхностей — одни, посреди сечения канала — иные. Поэтому правильный расчет крыловой турбины и ее лопастей — крыльев — оказался возможным, лишь когда была создана, в основном Н. Е. Жуковским (в 1911 г.) и С. А. Чаплыгиным, теория подъемной силы. Эта сила возникает при обтекании потоком тела, т. е. крыла, предназначенного для ее восприятия. Здесь огромный опыт самолетостроения очень помог гидротурбиностроению наметить практические формы таких крыловых лопастей, хотя у турбин к этим формам предъявляются дополнительные требования в отношении хороших кавитационных свойств.

Форма крыльев определяется их профилями, т. е. поперечными разрезами. Примени-

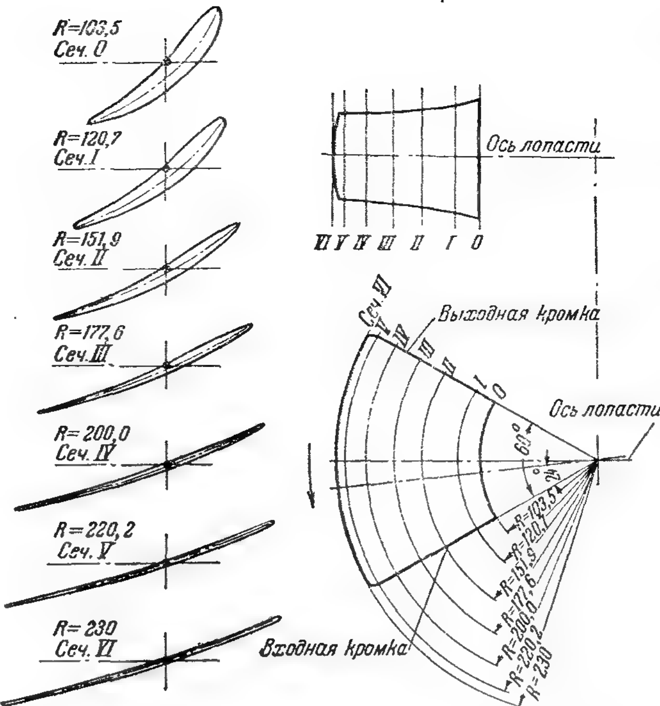


Рис. 10-2. Набор профилей крыла турбины типа ВК-1.

тельно к турбинным лопастям эти профили получаются сечением колеса цилиндрическими, соосными с валом поверхностями (рис. 10-2). Профили имеют, конечно, изогнутость (вообще очень небольшую), переменную толщину, закругленный оголовок при входе и заостренный хвост при выходе. В соответствии с окружными и относительными скоростями профили на разных радиусах получаются разными: на малых — более крутые (а для крепости и более толстые), на больших — более пологие. Различные не входящие в теоретические формулы, но необходимые для расчета параметры определяются лабораторными опытами над поведением в потоке одиночного крыла или ряда таких крыльев, расположенных на прямой (плоская решетка) или на окружности (круговая решетка), или, наконец, испытанием модельной турбины с такими крыльями. Опыты над одиночными профилями и их решетками производятся в трубах гидродинамических (на воде) или аэродинамических (на воздухе); пересчет опытных данных с воздуха на воду производится достаточно точно; на воздухе не моделируется лишь кавитация.

Советская наука разработала несколько конкурирующих пока между собой способов расчета турбинных крыльев, в том числе [Л. 102]: способ подъемной силы, способ интегральных уравнений, способ конформного отображения. Схемы расчета см., например, вкратце в [Л. 209], подробнее — [Л. 102 и 117]. Однако для элементарных соображений о влиянии на рабочий процесс тех или других параметров уместно и у крыловых турбин прибегать к струйной теории.

За характерный диаметр D крыловой турбины принимается диаметр ее колесной камеры, который чуть больше наибольшего диаметра крыльев.

Для турбинных крыльев и образуемой ими решетки характерны следующие параметры (рис. 10-3):

шаг решетки t — окружность соответствующего цилиндричекого сечения, деленная на число крыльев: $t = \pi d : z_1$;

длина крыла по его хорде l;

густота решетки $l : t$;

относительная толщина крыла $\delta : l$;

относительная вогнутость крыла $f : l$;

угол установки профиля β.

В табл. 10-1 указаны по [Л. 102] пределы как для этих, так и для других параметров.

Таблица 10-1

Параметры поворотнолопастных турбин

1. Быстроходность оптимальная n_{60}	300—800
2. То же предельная (при $Q'_{Iпр} \approx 1,6Q'_{I0}$) $n_{б\,пр}$	380—900
3. Приведенная оборотность n'_{I0}	110—180
4. Приведенный расход оптимальный Q'_{I0}	0,8—1,7
5. То же предельный $Q'_{Iпр}$	1,3—2,8
6. Коэффициент кавитации оптимальный σ_0	0,17—1,7
7. То же предельный $\sigma_{пр}$	0,33—2,2
8. Число лопастей z_1	3—7
9 Относительный диаметр втулки $d : D$	0,50—0,35
10. Густота решетки на периферии $l : t = lz_1 : \pi D$	1,8—0,4
11. Относительная толщина лопасти у периферии $\delta : l$	0,015—0,05
12. Относительная вогнутость лопасти там же $f : l$	0,01—0,02
13. Угол установки профиля β у периферии	19—15°
14. То же у втулки	41—31°

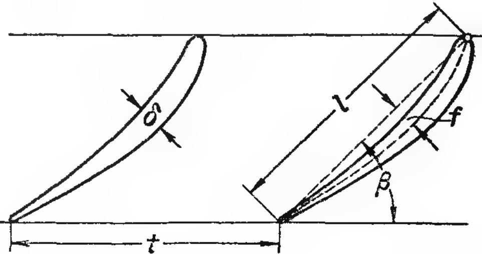


Рис. 10-3. Геометрические параметры крыловой решетки.

При очень большой быстроходности расход через колесо Q_1' очень велик. Современные отсасывающие трубы тогда не в состоянии восстанавливать в достаточной доле соответствующую огромную выходную из колеса энергию, отчего к. п. д. турбины сильно падает. Так, при указанном в таблице наибольшем значении $Q_1' = 2{,}8$ *м³/сек* имеем: $\frac{v_2^2}{2gH} = V^2 = 65\%$ напора; при коэффициенте восстановления трубы 0,7 потери только в ней одной составляют уже 19,5% напора. Предельная быстроходность доходит в таблице до 900; о возможности ее дальнейшего повышения см. § 10-11.

Тихоходные крыловые турбины уместны при относительно больших напорах, но тогда во избежание недопустимого заглубления колеса необходимо иметь малое значение коэффициента кавитации. Для его снижения надо уменьшать разность давлений на лицевую и тыльную поверхности крыльев, т. е. увеличивать их площадь (число и длину), или, иначе, густоту решетки. Это ведет к увеличению потерь в колесе, т. е. к снижению к. п. д.

10-3. ПРОПЕЛЛЕРНАЯ ТУРБИНА

Крыловая турбина со своими лопастями (крыльями), наглухо и жестко прикрепленными ко втулке колеса, носит название винтовой или пропеллерной. Ее колесо просто для изготовления; она быстроходнее радиально-осевой; по этим причинам она широко распространена при малых напорах и малых мощностях. Имея обычно вертикальный вал, она часто имеет настолько большую оборотность, что ротор генератора может быть посажен на тот же вал. При меньших напорах и бóльших диаметрах, т. е. при недостаточной для прямого привода оборотности, удобен клиноременный привод между вертикальными валами турбины и генератора. Быстроходности таких применяемых в СССР турбин приблизительно таковы: оптимальные — 450—680, предельные — на 10—20% больше. Диаметр турбин 0,35—1,6 *м*; они применяются при напорах 1,5—16 *м*, давая мощность 3—2 000 *квт*. Меньшие ставятся в открытых камерах, бóльшие — в спиральных бетонных.

При напорах выше 3 *м* и мощностях, больших 500—1 000 *квт*, с пропеллерными турбинами начинают соперничать турбины поворотнолопастные, имеющие ряд преимуществ, но более дорогие из-за сложности регулирования и более прихотливые в отношении ухода за ними.

Марка пропеллерной турбины строится так же, как радиально-осевой (§ 9-5), меняется лишь обозначение системы с Р на Пр (или на В).

10-4. НЕДОСТАТКИ ПРОПЕЛЛЕРНОЙ ТУРБИНЫ

Такая турбина определенных типа и диаметра, будучи поставлена под определенный напор, работает с высоким к. п. д. в некотором оптимальном режиме, т. е. при некоторых оптимальных открытии направителя, оборотности, расходе, а следовательно, и мощности N_0 (рис. 10-4). При увеличении открытия к. п. д. начинает падать, но мощность еще растет; при еще большем открытии и она начинает падать, так как влияние большого падения к. п. д. преодолевает влияние роста расхода.

При уменьшении открытия соответственно снижается расход и очень быстро падает к. п. д., а с ним и мощность. Следовательно, такая турбина очень неэкономично регулируется: при неполных нагрузках она расходует много воды — лишь немногим меньше, чем при полной. Этот ее основной недостаток и заставляет при больших мощностях предпочитать ей более сложную и дорогую поворотнолопастную турбину.

Этот недостаток несколько смягчается при установке на гидростанции не одной турбины на полную мощность станции, а двух, каждой на половинную, или трех — на одну треть. Тогда при малых нагрузках пускаются не все турбины, а лишь часть их; при этом каждая из них несет нагрузку, близкую к оптимальной.

Спрос на пропеллерные турбины малых и средних мощностей при малых напорах был в Советском Союзе в первые годы после Отечественной войны очень велик. Он удовлетворялся изготовлением их на ряде заводов, оборудование и техническая культура которых еще были недостаточными для массового изготовления сложных поворотнолопастных турбин; квалификация работников на мелких гидростанциях также недостаточно высока для обслуживания последних. В настоящее время в связи с развитием сетей от мощных электростанций строительство мелких гидростанций значительно сократилось и заводы освоили для

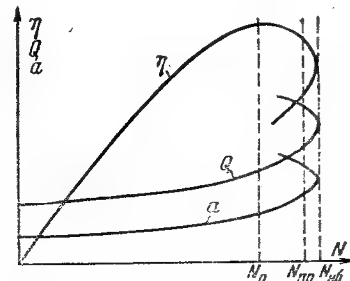


Рис. 10-4. Мощностная характеристика винтовой турбины.

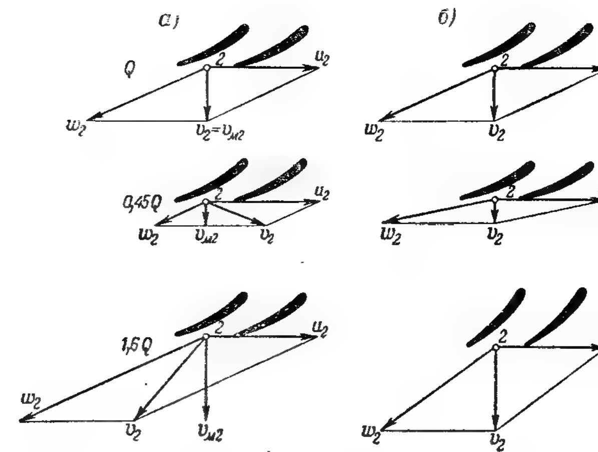


Рис. 10-5. Выходные параллелограммы крыловых турбин.
а — винтовой; *б* — поворотнолопастной.

них выпуск небольших поворотнолопастных гидротурбин. Поэтому и спрос на малые пропеллерные турбины теперь почти отсутствует.

По устранению недостатков еще продолжающих работать таких турбин см. [Л. 129].

Сильное снижение к. п. д. пропеллерной турбиной при частичных нагрузках можно, пользуясь струйной теорией, элементарно объяснить так.

Рассматриваем параллелограммы выходных из колеса скоростей (рис. 10-5,*а*). При оптимальном расходе имеем параллелограмм $u_2 v_2 w_2$; налицо нормальность вытекания $v_2 \perp u_2$. При уменьшении расхода меридианная слагающая $v_{м2}$ падает; u_2 остается прежним; w_2 уменьшается, сохраняя направление, а v_2 изменяет и величину и направление, сильно закручивает выходной поток вперед по вращению; при очень малых расходах эта скорость даже растет. Отсасывающая труба плохо восстанавливает энергию закрученного потока, и к. п. д. турбины сильно падает. При увеличении расхода скорость v_2 растет сильнее, чем расход; изменяя свое направление, она дает закрутку потока назад; потери тоже растут.

Конечно, те же явления происходят при регулировании и радиально-осевых турбин. Но их вред там сказывается значительно слабее, так как у них как более тихоходных Q_1', V_2 и v_2 имеют гораздо меньшие значения.

В Великую Отечественную войну был разработан ряд упрощенных конструкций (сварных и полудеревянных) винтовых турбин, пригодных для изготовления в слабо оборудованных мастерских и даже в кузницах, с использованием частей негодных сельскохозяйственных машин [Л. 124, 216, 147 и 272]; по восстановлении заводского производства турбин надобность в таких суррогатах отпала.

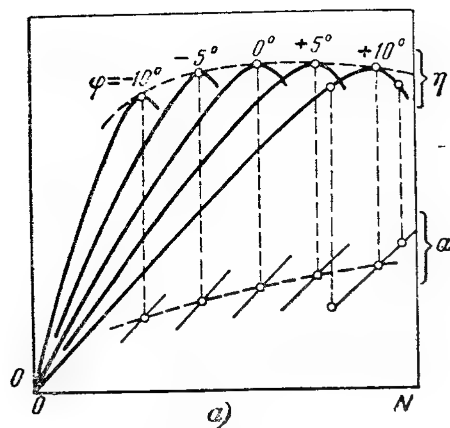
Установка новых крупных пропеллерных турбин теперь почти совершенно не производится. Однако имеются и исключения. Так, для одной гидростанции в Канаде было изготовлено в 1956—1959 гг. 16 таких турбин диаметром 6,4 *м*, каждая по 55 *Мвт*. Лопасти изготовлялись отдельно и крепились ко втулкам на болтах [Л. 191].

10-5. РАЗВОРОТ ЛОПАСТЕЙ

Из предыдущего следует, что оптимальный режим крыловой турбины в значительной степени определяется соответствием выходного лопастного угла β_2 расходу или меридианной скорости $v_{м2}$ (рис. 10-5,*а*). Чтобы при меньшем расходе сохранить нормальность вытекания, надо несколько повернуть w_2 против часовой стрелки, т. е. увеличить β_2 или уменьшить $\gamma_2 = 180° - \beta_2$; при большем расходе — наоборот. У наличной турбины изгибать лопасти нельзя, но крыловую турбину можно изменять, повертывая лопасти около некоторых расположенных по радиусам колеса осей, что изменяет β_2. Правда, при это несколько меняется и входной угол β_1. Если последнее изменение и портит несколько условия входа, то только незначительно, так как к. п. д. турбины, бывший при измененном расходе, но до поворота плохим, после соответствующего поворота по опытным данным значительно улучшается. Новые, предпочтительные параллелограммы скоростей с сохранением нормальности вытекания показаны на рис. 10-5,*б* как при уменьшении расхода, так и при его увеличении.

Таким образом, определенный тип крыловой турбины, характеризуемый ее лопастями, втулкой, направителем и т. д., можно разбить на ряд подтипов, отличающихся разным поворотом лопастей около их радиальных осей. Каждый подтип будет иметь оптимальный режим при своих бóльших или меньших расходе, мощности, быстроходности (рис. 10-6,*а*). Все они будут иметь хорошие при их оптимальных режимах к. п. д.; у одного из подтипов оптимальный к. п. д. будет наивысшим.

Использовать выгоду разнообразной установки одних и тех же лопастей к одной и той же втулке можно по-разному. Во-первых, завод может выпускать колеса с разным прикреплением лопастей ко втулке в зависимости от того оптимального расхода, который намечается для турбины заказчиком. Так, в случае сварного колеса лопасть приваривается ко втулке в разных положениях; если же лопасть привертывается ко втулке своим фланцем, то угол ее установки может быть изменен поворотом последнего. Во-вторых, при наличии фланцевого соединения персонал гидростанции, обезводив турбину, может сам повертывать лопасти по мере надобности; например,



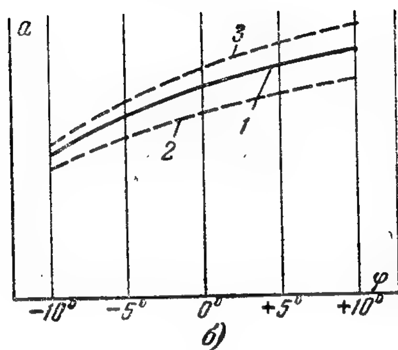


Рис. 10-6.

а — мощностные характеристики поворотнолопастной турбины при изменениях открытия *a* и разворота φ, но при одном и том же n_1'; *б* — оптимальная комбинаторная связь между *a* и φ.

на время половодья колесо может быть приспособлено к лучшему использованию большего расхода, на время межени — меньшего.

Положение лопасти определяется ее углом разворота (или просто разворотом) φ, под которым понимается угол ее поворота от какого-либо условного среднего положения. Разворот считается положительным при увеличении угла φ, т. е. при приспособлении колеса к бо́льшим расходам.

За нулевой принимается обычно разворот, соответствующий подтипу с наилучшим оптимальным к. п. д. На практике применяются развороты приблизительно от —15 до +20°. На фланце крыла и втулке наносятся риски, совпадающие при нулевом развороте.

Изредка встречается другой отсчет разворота: за нулевой принимается соответствующий наибольшему углу β_2, когда крылья повернуты настолько, что хорда, соединяющая на профиле входную и выходную кромки, лежит в плоскости, нормальной к оси колеса. Тогда разворот φ′ всегда положителен и равен φ+Δφ, где Δφ у разных типов различно; значения Δφ для перехода от φ′ к φ см. [Л. 228].

10-6. ПОВОРОТНОЛОПАСТНАЯ ТУРБИНА

При указанном выше рассмотрении работы подтипов пропеллерной турбины, имеющих разные развороты лопастей, сам собой напрашивается вывод о желательности иметь возможность менять разворот на ходу турбины, с тем чтобы при переменной нагрузке, а также при переменном напоре она всегда работала с оптимальным для режима разворотом, т. е. с наибольшим возможным к. п. д.

Соответствующее устройство и имеет турбина поворотно-лопастная, называемая за границей турбиной Каплана. У нее лопасти *1* (рис. 10-7) прикреплены ко втулке не наглухо (жестко), а на цапфах *2*, составляющих одно целое с омываемым водой телом (пером) лопасти. Оси цапф нормальны к оси колеса. Они входят в пустотелый корпус втулки и помещаются там в подшипниках *3* и *4*. На цапфах внутри этого корпуса имеются рычаги *5*, связанные короткими вертикальными тягами *6* с соосной со втулкой крестовиной *7*. Крестовина может несколько ходить вверх и вниз, повертывая крылья.

У первых таких турбин крестовина передвигалась штангой, помещенной в пустотелом рабочем вале и вращающейся вместе с ним. За концом вала штанга выходила наружу для соединения с приводом от механизма ручного регулирования или от автоматического регулятора.

Передвижка вращающейся штанги от неподвижного привода оформлялась конструктивно с трудом, тем более что при больших диаметрах колес усилия по штанге огромны. Поэтому теперь передвижка крестовины, а следовательно, и поворот крыльев осуществляются гидравлическим приводом посредством сервомотора, т. е. цилиндра с поршнем *8*, шток *9* которого скреплен с крестовиной. Из запол-

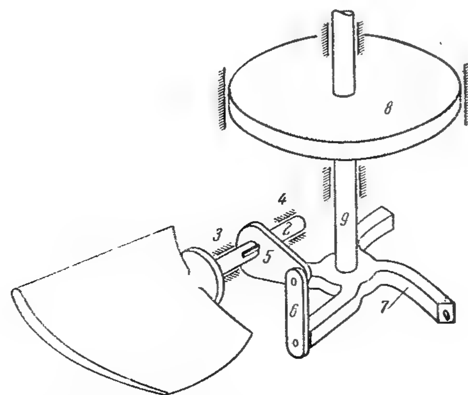


Рис. 10-7. Схема привода для поворота лопастей поворотнолопастной турбины.

ненных маслом полостей цилиндра одна подключается под большое, создаваемое особым насосом давление, а другая — под малое (на слив масла); поршень идет в одну сторону, повертывая и лопасти. При обратном подключении и движение поршня обратное. Сервомотор обычно помещается в корпусе втулки, реже — в расширенных и пустотелых фланцах, соединяющих валы турбины и генератора. При таких устройствах полый вал пронизывается насквозь уже не штоком, а двумя вращающимися с ним трубками, ходящими вдоль вала вместе с поршнем. Устроить за валом сообщение таких подвижных трубок с подводящими неподвижными гораздо проще, чем сочленить напряженную штангу с механизмом регулирования.

Конструктивный чертеж втулки дан на рис. 10-8.

Усилия воды на перья лопастей, а следовательно, и моменты на цапфы и усилие на поршень очень велики, почему детали, помещаемые в ограниченную полость втулочного корпуса, очень напряжены и требуют изготовления из лучших сортов стали и хорошей смазки, для чего весь корпус наполняется маслом. Для предохранения последнего от утечки цапфы снабжаются особыми уплотнениями.

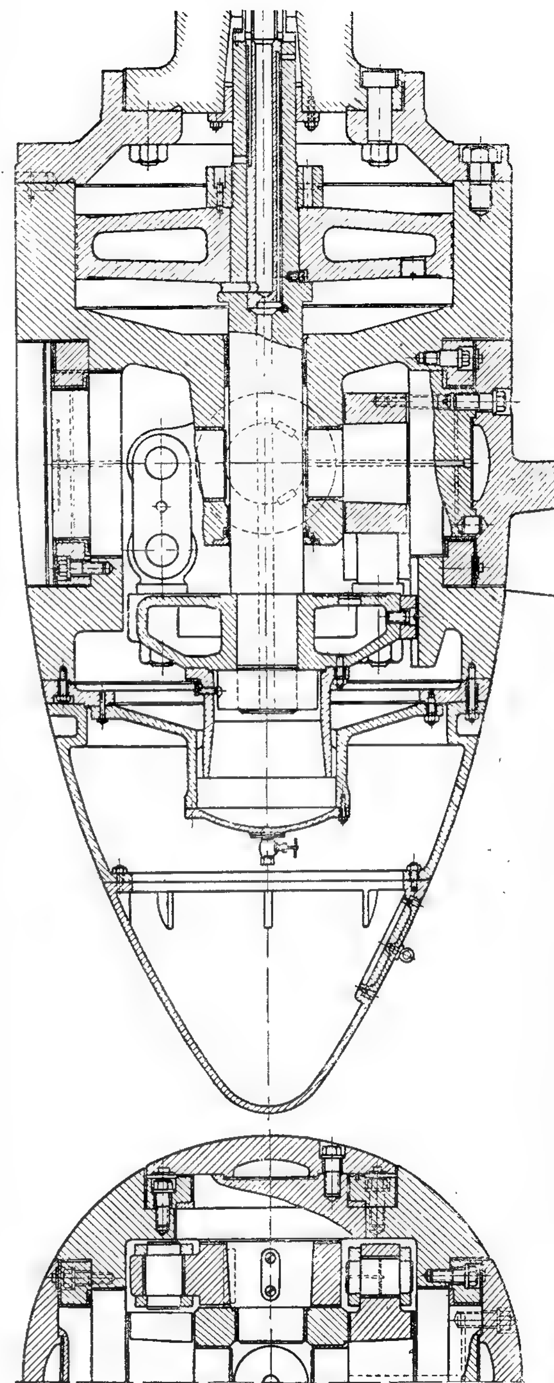


Рис. 10-8. Втулка колеса поворотнолопастной турбины с механизмом поворота ее лопастей.

Если бы камера была расточена на цилиндр с диаметром, как это обычно бывает у пропеллерных турбин, а колесо обточено почти на такой же диаметр при развороте φ, равном 0°, то лопасти могли бы повертываться только на больший разворот. При попытке меньшего поворота точки периферийных торцов лопастей удалялись бы от оси колеса; они тогда упирались бы в стенки колесной камеры, что не допускало бы такого разворота. Чтобы его сделать возможным, периферийные торцы должны обтачиваться при наименьшем φ по сфере с центром пересечения осей лопастей с осью колеса. Чтобы зазор между торцами лопастей и колесной камерой, а следовательно, и утечка в обход лопастей оставались минимальными, камера должна быть расточена также по сфере. Однако заведение в такую камеру колеса без ее разъема на две полусферы и снятия верхней из них невозможно. Поэтому для облегчения сборки и разборки турбины обычно лишь нижняя часть камеры выполняется сферической, верхняя же оставляется цилиндрической.

Изучение пользы изменения форм колесных камер см. в [Л. 128].

Направляющий аппарат поворотнолопастной турбины оформляется, как и у других современных реактивных турбин. Однако здесь

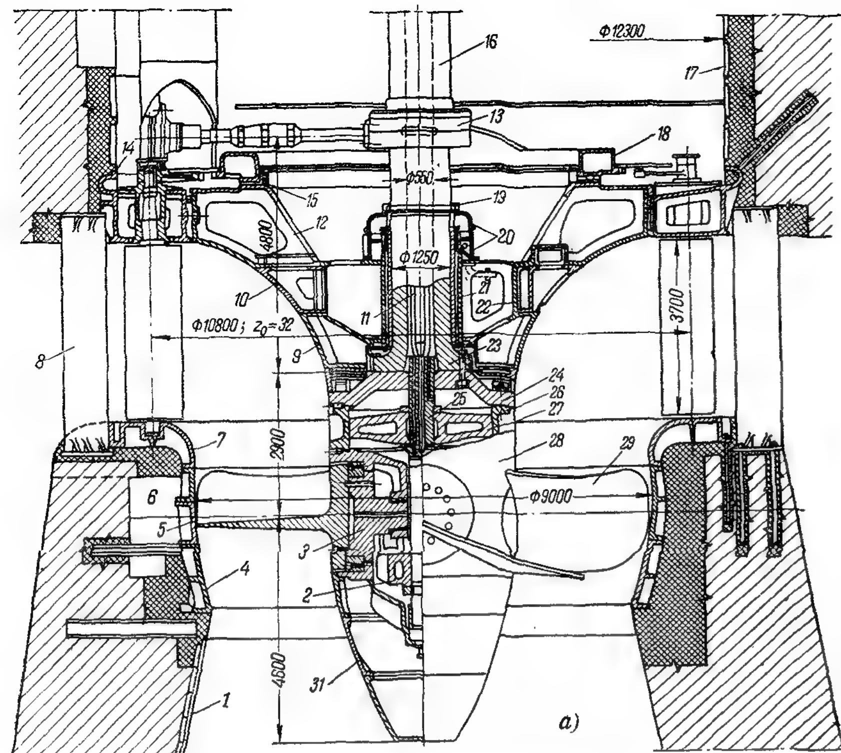
9*

регулирование, т. е. изменение расхода и нагрузки, производится не только изменением открытия a, но и изменением разворота φ лопастей рабочего колеса. Это вносит усложнение в регулирование, поскольку, как видно из рис. 10-6,*а*, для экономичности регулирования каждому значению φ должно соответствовать свое значение a, иначе режим для данной нагрузки (или расхода) не будет оптимальным. По этому рисунку может быть построена так называемая комбинаторная зависимость $a=f(\varphi)$; она (для постоянной и именно оптимальной оборотности) изображена на рис. 10-6,*б* кривой *1*. Конструктивное осуществление такой связи см. § 14-14.

Эта оптимальная связь различная при постоянном напоре и переменной оборотности. Так, на рис. 10-6,*б* кривая *1* соответствует оптимальной оборотности, *3* — несколько повышенной, *2* — пониженной. Наоборот, при сохранении прежней оборотности кривая *3* соответствует несколько пониженному напору, *2* — повышенному.

Таким образом, поворотнолопастная турбина регулируется в соответствии с (6-21) или (6-12) не только изменением угла α_0 и $\mathrm{tg}\,\alpha_0$ (поворотом направляющих лопаток), как это имеет место у турбин радиально осевых и пропеллерных, но и изменением угла γ_2, связанного с ним (рис. 3-4,*б*) угла β_2 и $\mathrm{tg}\,\beta_2$, что изменяет и f_2. Уменьшению расхода соответствуют уменьшение угла α_0 и рост угла β_2 всегда большего, чем 90°.

В марке система поворотнолопастной турбины обозначается П и ПЛ. Остальная часть марки—та



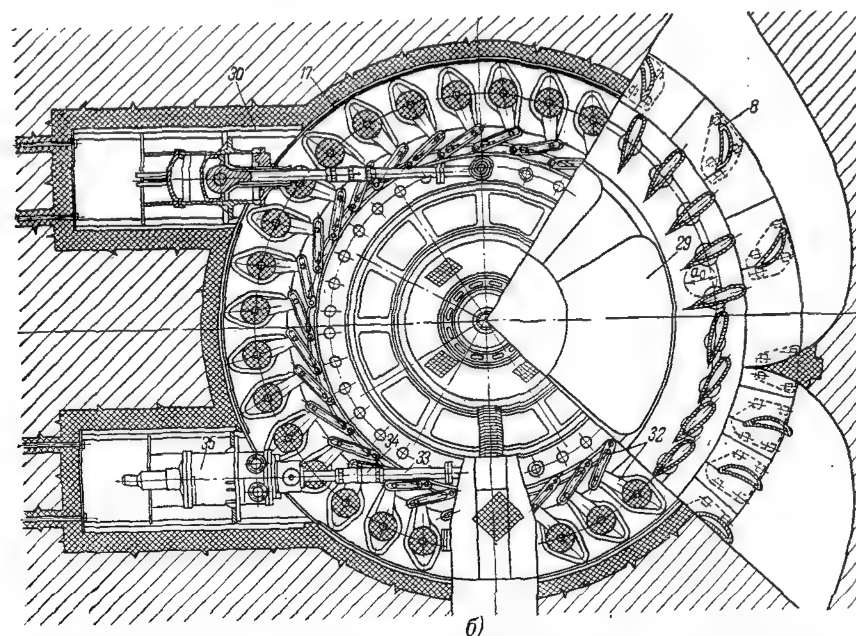


Рис. 10-9. Конструкция поворотнолопастной турбины марки ПЛ91-ВБ-900.

1 — отсасывающая труба; *2* — крестовина сервомотора; *3* — цапфа лопасти; *4*—*6* — колесная камера; *7* — нижнее кольцо направителя; *8* — статорная колонка; *9, 10* — крышечный обтекатель: *11* — маслопроводные трубки; *12* — крышка; *13* — муфта; *14* — верхнее кольцо направителя; *15* — опора регулирующего кольца; *16* — вал; *17* — облицовка шахты; *18* — регулирующее кольцо; *19, 20* — сальник; *21, 22* — подшипник; *23* — фланец вала; *24* — крышка втулки; *25* — шток поршня; *26* — цилиндр сервомотора; *27* — поршень; *28* — втулка; *29* — перо лопасти; *30* — ниша сервомотора; *31* — обтекатель; *32* — кривошипы и поводки; *33, 34* — тяга; *35* — сервомотор направителя.

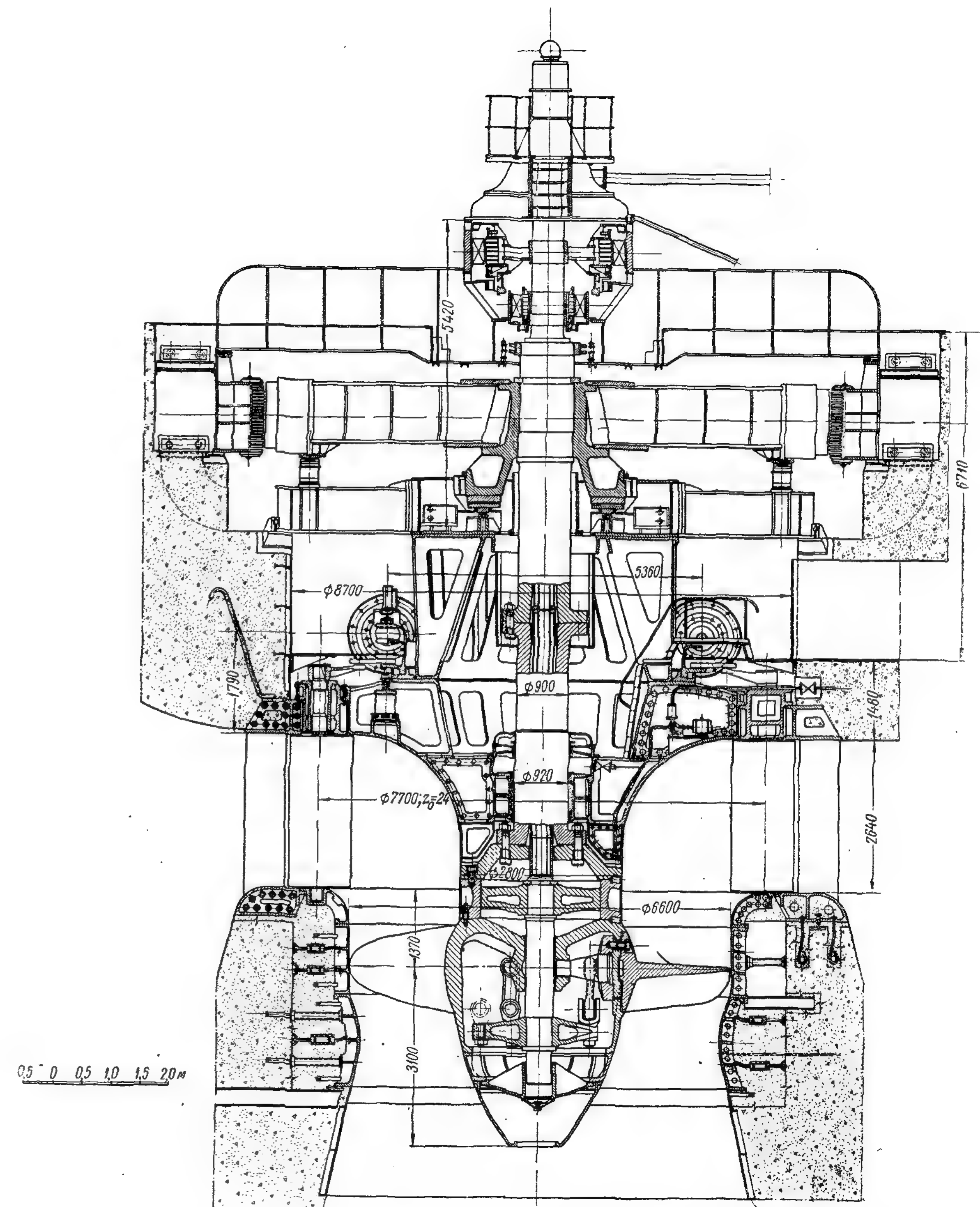


Рис. 10-10. Конструкция агрегата с поворотнолопастной турбиной марки ПЛ495-ВБ-360 с подпятником на крышке.

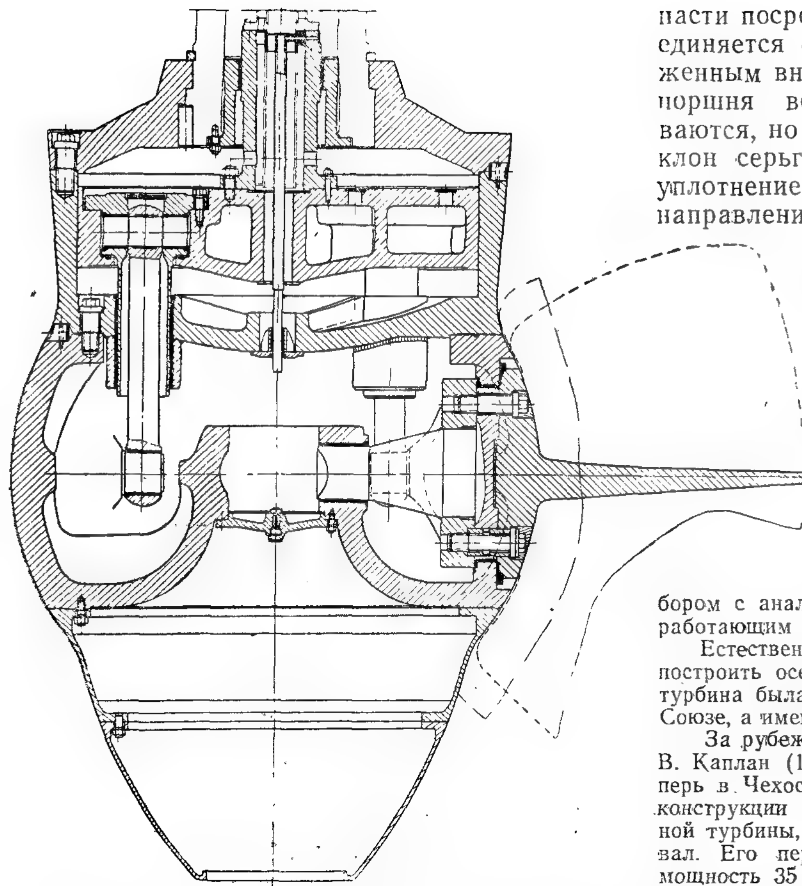


Рис. 10-11. Механизм поворота лопастей без крестовины и штока.

же, что и у турбины радиально-осевой (§ 9-5).

На рис. 10-9,*а* и *б* дан в виде примера чертеж мощной поворотнолопастной турбины марки ПЛ91-ВБ-900, изготовленной в 1939 г. для Угличской гидростанции; ее данные: расчетный напор 13 *м*, оборотность 62,5, мощность 55 000 *квт*. На рис. 10-10 дан чертеж турбины марки ПЛ495-ВБ-360, изготовленной в 1951 г. для Цимлянской гидростанции (напор 17,5 *м*, оборотность 88,2, мощность 41 500 *квт*). Здесь применена новая конструкция: подпятник агрегата оперт не на особую балку над шахтой, а на крышку турбины, что снижает как вес, так и высоту агрегата.

Чехословацкий завод Бланско признал, что отливка лопасти упрощается (уменьшаются так называемая «прибыль» и расход стали), если цапфа изготовляется отдельно от пера и затем с нею скрепляется.

В последние годы ЛМЗ применяет [Л. 111] новую конструкцию механизма поворота лопастей, при которой отсутствуют крестовина и шток (рис. 10-11). Здесь каждый рычаг лопасти посредством двух шарниров и серьги соединяется с поршнем сервомотора, расположенным внутри втулки. При осевом смещении поршня все лопасти синхронно поворачиваются, но при этом несколько меняется и наклон серьги. Чтобы обеспечить необходимое уплотнение и для придания фиксированного направления серьги размещаются внутри труб, жестко связанных с поршнем и проходящих через нижнее днище цилиндра сервомотора.

Крыловые турбины были разработаны и внедрены в практику в XX в., позднее других систем. Однако человечество искони пользовалось ветряными мельницами, т. е. воздушными двигателями с крыловыми лопастями. Давно были в употреблении и мутовчатые водяные колеса (§ 5-11), правда лишь с частичным подводом воды к их крыловым лопастям. Гидрометрия уже в 1790 г. пользовалась вертушкой—прибором с аналогичным ветряной мельнице двигателем, работающим и в сплошном потоке воды.

Естественно, что многие изобретатели предлагали построить осевую турбину с крыловым колесом; такая турбина была предложена в свое время и в Советском Союзе, а именно И. Н. Вознесенским.

За рубежом крыловую турбину внедрил в практику В. Каплан (1876—1934 гг.), работавший в г. Брно (теперь в Чехословакии). В 1913—1925 гг. он разработал конструкции сперва винтовой, затем поворотнолопастной турбины, подробно их исследовал и усовершенствовал. Его первая натурная турбина (1919 г.) имела мощность 35 *л. с.* при напоре 3 *м* и оборотности 480; разворот производился от механического привода. В русской печати его система впервые описана была в 1922 г. [Л. 97].

Первая в Советском Союзе винтовая турбина завода имени Калинина в Москве установлена была на Рублевской гидростанции (р. Москва) в 1929 г., первая поворотнолопастная турбина, изготовленная на ЛМЗ,—на Первомайской гидростанции (р. Южный Буг) в том же году.

Поворотнолопастные турбины имеют огромное значение для энергетического использования многочисленных полноводных рек Советского Союза. Поэтому здесь ведется большая работа по совершенствованию таких турбин в разных направлениях. С одной стороны, основываясь на работах Жуковского и Чаплыгина совершенствуются и разрабатываются методы гидравлического расчета турбин (работы И. Н. Вознесенского, А. Ф. Лесохина, П. А. Вальтера и ряда других ученых). С другой стороны, научно-исследовательские лаборатории тщательно исследуют модели турбин, опытно изучая их рабочий процесс, и вносят практические коррективы в теоретические выводы. Конструкторы и технологи совершенствуют конструкции и способы изготовления турбин, повышая их качество, упрощая и удешевляя их производство. Изменение разворота лопастей настолько улучшает характеристики турбин, что теперь ведется интенсивная работа над внедрением поворотных лопастей и для более тихоходных турбин.

10-7. УПРОЩЕННЫЕ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫЕ ТУРБИНЫ

Устройства для автоматического (на ходу) изменения разворота лопастей сравнительно дороги. Между

тем небольшая гидростанция, подключенная к сети, питаемой крупными станциями, не несет переменной нагрузки; она подает в сеть такую мощность, которую может дать в данное время незарегулированный (бытовой) расход ее реки. Как он, так и напор меняются медленно, главным образом в зависимости от времени года. Поэтому в таких случаях и разворот требуется менять редко.

Тогда допустимо упрощение механизма разворота: он производится не сервомотором на ходу турбины, а передвижкой (например, от электродвигателя или вручную) штока внутри вала остановленной турбины.

Такая турбина ранее иногда именовалась полукапланом; ее можно называть перестановочно-лопастной. Применение ее пока нешироко. Четыре такие турбины установлены на межколхозной Рассыпухинской гидростанции на р. Мокше. Их параметры: напор 4,2 *м*, оборотность 130,4, мощность 750 *квт*. Перестановка лопастей — от ручного маховичка.

Подсчет работы крупной гидростанции в предположении оборудования ее такими турбинами показал [Л. 275], что разворот лопастей пришлось бы менять на ней раз 12—16 в год (рис. 10-12).

Возможно дальнейшее упрощение поворотнолопастной турбины. Как установлено в § 6-4, реактивная турбина может регулироваться поворотом направляющих лопаток или поворотом рабочих лопастей, или одновременным поворотом и тех и других. По первому способу регулируются радиально-осевая и пропеллерная турбины, по третьему — поворотнолопастная.

Отказавшись от регулирования направителем и сохранив регулирование только лопастями, т. е. применив второй способ, можем турбину значительно упростить и удешевить, так как тогда отпадают и один из сервомоторов и весь привод от него к лопаткам. Направитель или сохраняется, имея лопатки, жестко скрепленные с его верхним и нижним кольцами, или даже совсем устраняется. Поворотнолопастная турбина без направителя очень мало страдает от истирания даже при большом количестве взвешенных наносов.

Рабочая характеристика $\eta = f(N)$ при $n = \text{const}$ турбины с жестким направителем может быть получена проведением на рис. 10-6,*а* горизонтали для некоторого значения *а* и нахождением соответствующих значений к. п. д. Очевидно, в некотором режиме постоянное открытие *а* и некоторый разворот φ соответствуют оптимальной комбинаторной связи $a = f(\varphi)$ (§ 10-6) настоящей поворотнолопастной турбины и их к. п. д. в таком режиме равны. При режимах с большей или меньшей мощностью эта связь уже не соблюдается и к. п. д. данной турбины меньше, чем поворотнолопастной. Однако это снижение все же гораздо меньше, чем у пропеллерной.

Условия регулирования при жестком направителе ухудшаются. Лопасти, как уже указано в § 10-6, не могут так быстро повертываться, как лопатки. Поэтому после изменения нагрузки такой турбины время ее приспособления к новому режиму больше, чем у поворотнолопастной, и она за это время успевает сильнее изменить свою оборотность (§ 15-1), чем турбина с поворотным направителем. Бороться с этим явлением можно или увеличением момента инерции и веса ротора генератора, что дорого, или дополнительным введением перед направителем регулирующего щита (§ 14-20), что возможно у малых турбин.

Поворотнолопастная турбина с жестким направителем иногда называется турбиной Томанна; она могла бы называться лопастнорегулируемой. Широкого распространения она не получила. Несколько таких турбин работает на гидростанциях Советского Союза; предполагается их установка и на некоторых новых, особо низконапорных станциях.

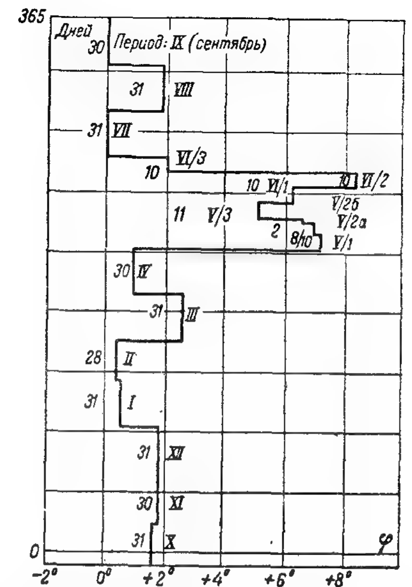


Рис. 10-12. Пример нужного изменения разворота у поворотнолопастной турбины за год.

Можно думать о дальнейшем упрощении и такой турбины. Назначением направителя является закручивание потока перед колесом (§ 3-6 и 3-9). Однако спиральная камера сама по себе уже несколько закручивает поток, а направитель лишь дополняет или исправляет эту закрутку. Устранив ставший излишним для регулирования направитель, можно возложить все закручивание на камеру. Тогда ее очертания должны быть особо рассчитаны, с тем чтобы поток подводился к рабочим лопастям под нужными углами, иначе говоря, чтобы она создавала перед ним нужную циркуляцию.

Опыты Выклова [Л. 42] над соответствующей моделью показали, что работа такой турбины почти не хуже, чем работа турбины лопастнорегулируемой с направляющими лопатками. Между тем устранение направителя дает заметное удешевление. Можно думать, что такая турбина может найти применение при небольших мощностях. Именовать ее можно безлопаточной лопастнорегулируемой.

10-8. ОСЕВОЕ УСИЛИЕ И УТЕЧКА

У радиально-осевых турбин осевое гидравлическое усилие зависит от параметров зазоров и разгрузочных отверстий, что и ведет к его расчету в зависимости от этих параметров (§ 9-8). У крыловых турбин нет ни усилия реакции $P_р$, ни сложно вычисляемого усилия на внутренний обод; поэтому у них гидравлическое усилие определяется не расчетом, а по модельным опытам.

ЛМЗ осевое гидравлическое усилие у поворотнолопастных и пропеллерных турбин определяет по (9-21), беря k в зависимости от числа лопастей z_1 на колесе, так:

$$z_1 = 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7$$
$$k = 0{,}85 \quad 0{,}87 \quad 0{,}90 \quad 0{,}93$$

Эти значения k являются наибольшими, соответствующими наименьшим разворотам φ.

Вес рабочего колеса поворотнолопастной турбины в воздухе $G_к$ определяется по графику на рис. 10-13. Здесь кривые *1*, *2* и *3* относятся к колесам с числом лопастей $z_1 = 7$, 6 и 4.

Вес вала поворотнолопастной и пропеллерной турбин составляет 12—33% веса их колес.

У крупнейших гидроагрегатов расчетное осевое усилие для подпятника доходит до 2 000—3 000 *т*.

Что касается утечки у крыловых турбин, то за нее можно было бы принимать расход воды, перетекающий внутри колеса из одного рабочего канала в другой, из-под большего давления под меньшее, в обход соседних с колесной камерой торцов лопастей. Однако расчетное, а тем более опытное определение этого

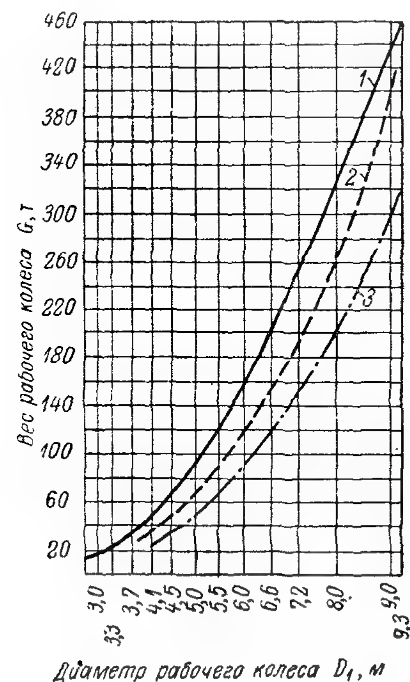


Рис. 10-13. Веса рабочих колес поворотнолопастных турбин.

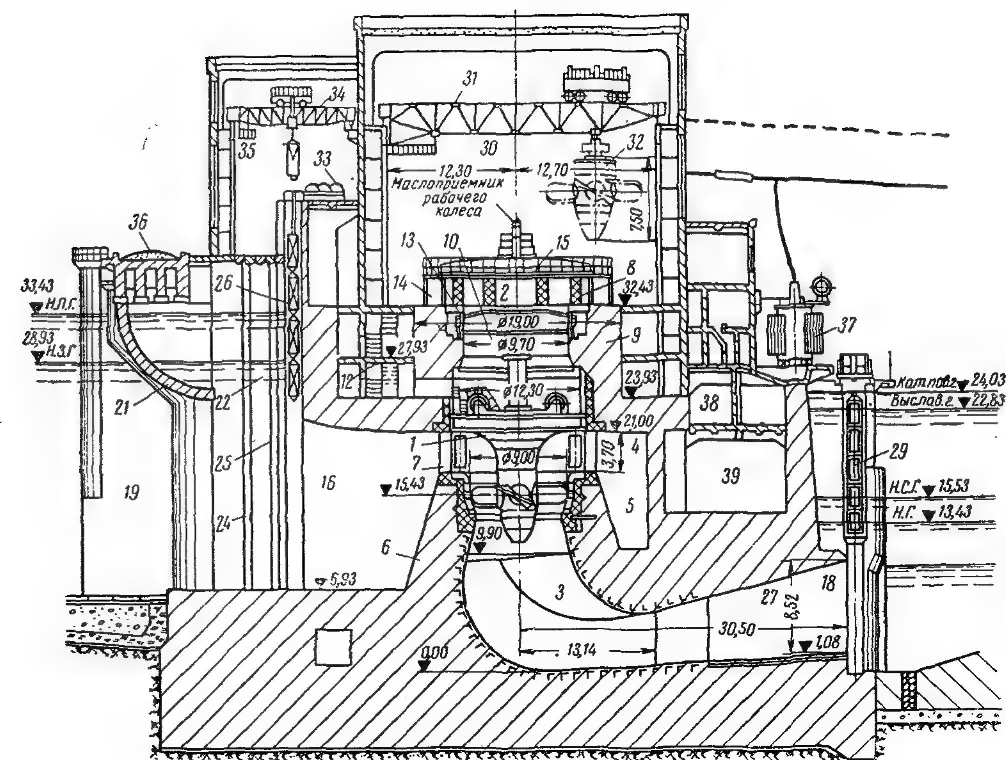
расхода очень трудно. С другой стороны, поток утечки какую-то долю своей энергии все же отдает колесу до своего перетока, а другую — после него. Наконец, струя, обошедшая торец, как-то сбивает течение соседней сквозной струи и портит ее работу. По этим причинам предпочтительно утечку и объемную потерю принимать у крыловых турбин равными нулю, относя соответствующую потерю энергии к гидравлическим потерям протекания по колесу.

10-9. БЛОК АГРЕГАТА С ПОВОРОТНОЛОПАСТНОЙ ТУРБИНОЙ

Равнинные территории Советского Союза изобилуют огромными запасами водной энергии [Л. 38]. За годы индустриализации СССР использование этой энергии шло большими шагами. При этом накопился и богатый опыт по использованию огромных на одну турбину расходов и именно поворотнолопастными турбинами. При проектировании каждой гидростанции тщательно сравнивались посредством гидравлических, энергетических и строительных расчетов разные варианты и выбирались из них наивыгоднейшие. Это привело к выработке типа турбинного блока (§ 2-10) мощной низконапорной гидростанции, который при тех же или других местных видоизменениях повторялся до сих пор в основных своих чертах на ряде гидростанций. Этот тип можно охарактеризовать в общем так (рис. 10-14).

Все машинное (силовое) здание такой станции опирается на бетонный массив. Каждый блок состоит из гидроагрегата, т. е. вертикальной поворотнолопастной турбины *1* и связанного с нею общим валом генератора *2*. Соответствующей формы полость в этом массиве образует изогнутую отсасывающую трубу *3*. Другая полость *4* в нем же образует неполную спиральную камеру (улитку). Она охватывает в плане статор на угол $\beta_{вх}$, несколько больший 180°. Сечение улитки здесь полутавровое; его единственная полка *5* приспущена вниз, и улитка окружает полую коническую опору *6* агрегата, внутри которой и помещается колесо. Статорное кольцо *7* турбины передает на эту опору и далее на основной массив веса зонтичного генератора и турбины, гидравлическое усилие последней, а частью и вес перекрытия над улиткой. Статор *8* генератора опирается на свою бетонную опору *9* в виде полого цилиндра или конуса, достаточно жесткого во избежание вибраций. Цилиндрическая полость опоры образует шахту *10* турбины. Прорезы *11* в опоре и лестница *12* к ним дают доступ в шахту как к деталям регулирования над крышкой турбины (к сервомоторам направителя, регулирующему кольцу и т. д.), так и к направляющему подшипнику с сальником.

Ротор агрегата опирается своей пятой на подпятник, помещенный вместе с подшипником генератора на находящуюся в шахте под генератором балку (крестовину) *13*. В генераторной опоре имеется ряд пустот *14*, образующих вместе с верхней частью шахты, ротором и статором генератора замкнутый кольцевой путь для воздуха, охлаждающего генератор и



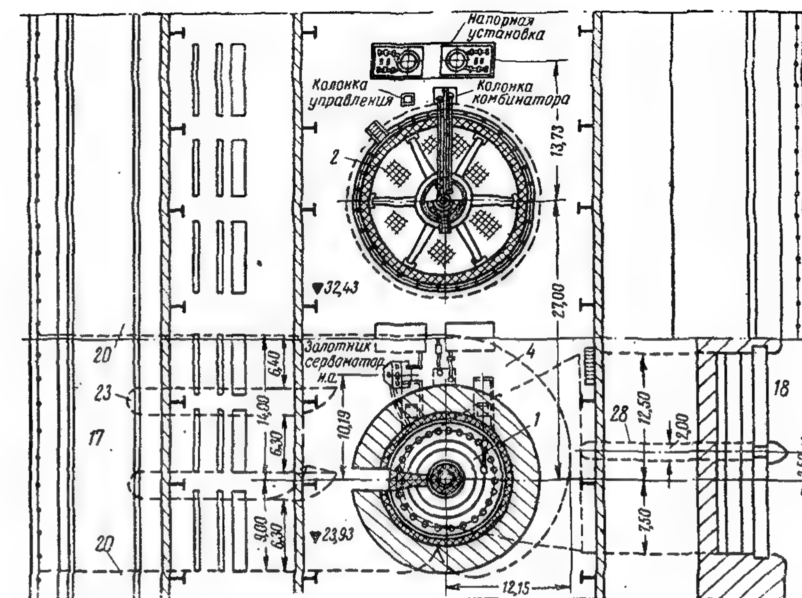


Рис. 10-14. Гидроагрегатный блок крупной низконапорной станции с турбиной марки П91-ВБ-900.

в свою очередь охлаждаемого водяными охладителями. Легкая балка *15* над генератором несет на себе дополнительный подшипник и часто возбудитель генератора.

Вода подводится из верхнего бьефа к улитке подводящей камерой *16* (рис. 10-14). Ось турбины несколько смещена в плане вправо против средней линии блока.

Однако оси входа и выхода находятся на одной прямой, что достигается расширением отсасывающей трубы в плане больше влево. Это соответствует и наблюдаемому распределению скоростей на выходе из отсасывающей трубы: при правой турбине они слева обычно больше независимо от того, симметрична ли труба в плане или нет.

Вход *19* в камеру *16* расположен между двумя бычками *20*. Он прикрыт сверху забралом *21*, за которым в потолке подводящей камеры имеется проем *22*, через который в камеру спускаются сороудерживающие решетки, шандоры и плоские затворы (щиты). Камера в плане делится на два-три отсека промежуточными бычками *23*. Стенки камеры и бычков имеют вертикальные пазы для решеток *24*, шандор *25* и затворов *26*. Деление камеры на несколько отсеков облегчает эти конструкции, уменьшая их пролеты.

Отводной патрубок *27* отсасывающей трубы также делится бычком *28* на два отсека, что облегчает закрывающие его затворы или шандоры *29*. Последние спускаются при необходимости опорожнить отсасывающую трубу для осмотра и ремонта как рабочего колеса и колесной камеры турбины, так и самой трубы. Вода откачивается тогда из трубы, а вместе с тем и из улитки особыми насосами.

Генератор помещается в машинном зале *30*, в котором ходит мостовой кран *31*. Кран располагается на высоте, достаточной для проноса вдоль зала к монтажной площадке или обратно крупнейшей детали *32* над соседними агрегатами.

Плоские затворы *26* подымаются лебедками *33*. Для выемки как их, так и решеток *24* и шандор *25* служит мостовой кран *34*, ходящий в помещении затворов *35*. Над отводным патрубком *27* отсасывающей трубы и забралом *21* обычно остаются свободные места, не занятые верхним строением. Здесь на крупных станциях размещаются проездные пути вдоль здания и плотины (например, *36*), а с низовой стороны — также и трансформаторы *37*. Подвальные помещения *38*—*39* используются для размещения многочисленного вспомогательного оборудования. Для доступа в улитку и отсасывающую трубу в их стенках имеются плотно закрываемые проемы.

Огромное помещение машинного зала *30* используется лишь при первоначальной сборке гидроагрегата и его очень редкой разборке. В остальное время его высокие стены и крыша большого пролета являются лишними; в холодное время поддерживать тепло в его огромном объеме трудно. Поэтому иногда этот объем сводят к минимуму, окружая низкими стенками и небольшими крышами (колпаками) лишь сами генераторы и проходы вокруг них и помещая кран под открытым небом. В таком случае балка крана располагается на обычной высоте, а кран или исполняется как портальный, или остается мостовым и тогда он катается по эстакаде; при сборке или разборке агрегата колпак на нужное время с него снимается и кладется в сторону. Такое устройство значительно удешевляет здание.

Та же эстакада обычно продолжается и над плотинными водоспусками. Тогда тот же кран может обслуживать и затворы этих водоспусков. При мостовом кране под крышей в торцовой стене машинного зала делается отверстие для выхода крана из зала на эстакаду над водоспусками.

Гидростанции с описанным расположением крана над крышами агрегатов часто именуются открытыми, а с кранами под крышей зала — закрытыми; такие термины нельзя считать четкими. Можно было бы соответствующие схемы именовать схемами с внешним и внутренним расположением кранов [Л. 60] или, короче, с внутрикрановым или подкрановым машинным залом.

Необходимо отметить, что приведенная на рис. 10-14 конструкция здания ГЭС является устаревшей. Прежде всего выше уже было отмечено, что без ущерба можно было бы сократить объем верхнего строения. Но, кроме того, в данном случае применена чрезмерно тяжелая конструкция подводной части, вызывающая излишний расход бетона. В современных конструкциях зданий гидростанций применяются существенно облегченные элементы, многие из которых имеется в виду выполнять сборными с омоноличиванием на месте.

Входное сечение подводящей камеры определяется его шириной и высотой. Ширина определяется междуосным расстоянием агрегатов за вычетом толщины бычков. Высота не может быть рассчитана по допустимой скорости. При достаточно редкой решетке и правильно оформленной камере потери в них невелики и скорости в них и под забралом можно было бы принимать довольно высокими. Однако под забралом она при наибольшем расходе не превышает обычно 1,0—2,0 *м/сек;*

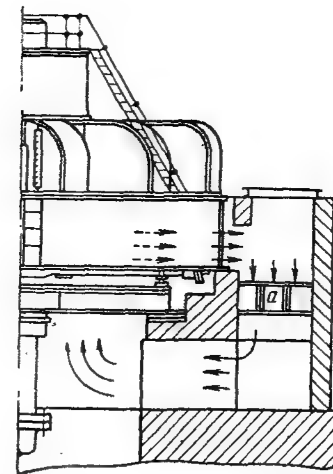


Рис. 10-15. Каналы замкнутой вентиляции подвесного генератора.

в частности, при большой скорости считается опасным для решетки удар о нее массивного влекомого водой тела, например бревна. Названным значениям скорости соответствуют значения быстроты $V = 0{,}07 \div 0{,}10$.

Грубо можно считать полную ширину неполной улитки больше диаметра турбины в 2,6 раза, фронт блока (междуосное расстояние агрегатов) — в 3 раза, размеры шахты — по § 9-6.

На рис. 10-15 показан круговорот воздуха, охлаждающего подвесной генератор; буквой *a* обозначен водяной охладитель.

Большое количество сведений и соображений по устройству разнообразных машинных зданий современных гидростанций см. [Л. 59, 60, 162, 20 и 139], более старых — [Л. 5 и 226].

10-10. ПОТЕРИ В ПОДВОДЯЩЕМ ВОДОВОДЕ НИЗКОНАПОРНОЙ ТУРБИНЫ

К потерям турбины относятся гидравлические потери лишь от входа в спиральную камеру (примерно от створа затворов *26* на рис. 10-14) до выхода в нижний бьеф. Потери подводящей камеры от верхнего бьефа до входа в улитку до последнего времени привлекали к себе мало внимания, хотя они вполне ощутимы, а при современных требованиях к к. п. д. установки их часто можно считать и очень крупными. Проектировщики гидростанций должны заботиться об их снижении.

Путевые потери подводящей камеры, т. е. потери, вызываемые трением о ее ровные стенки, ничтожны благодаря ее малой длине и огромным гидравлическим радиусам ее отсеков. Но очень заметны потери от вихреобразования при обтекании бычков, особенно при боковом натекании на их острые оголовки (рис. 10-16,*а* и *б*), угловатого забрала (рис. 10-16,*в* и *г*) и проема в потолке камеры (рис. 10-16,*д*) и протекании через решетку. Особенно вредны многочисленные и плохо оформленные опорные балочки решетки, а также горизонтальная диафрагма, иногда вводимая в камеру при перекрытии ее двухъярусными плоскими затворами. В потолочном же проеме образуется валец, вызывающий дополнительную потерю энергии. Валец бывает иногда настолько мощным, что он вызывает за решеткой уровень *m*, заметно более высокий, чем уровень *n* перед решеткой.

На модели Верхнесвирской гидростанции входные потери были определены при наибольшем расходе и при разных вариантах оформления входа в 1,7—2,6% напора 13 *м* [Л. 86]. Позже они были замерены и в натуре посредством перепадомера [Л. 1]. При напоре 12—14 *м* и расходе 300 $м^3/сек$ они оказались равными 0,7% при работе и соседних агрегатов; при работе лишь данного они равны 1,4%; при расходе 440 $м^3/сек$ они соответственно равны 1,5 и 3,0%. На Нижнесвирской гидростанции по исследованиям в натуре [Л. 52] они определились в 2,8% напора 11 *м*.

На Угличской гидростанции опыты позволили построить график по рис. 10-17. На нем видно, что относительная входная потеря $\xi_{вх}$ сильно растет с ростом расхода и несколько падает с ростом напора; наибольшее ее значение — около 3% [Л. 290].

Будем принимать неизбежные по современным взглядам входные в низконапорную

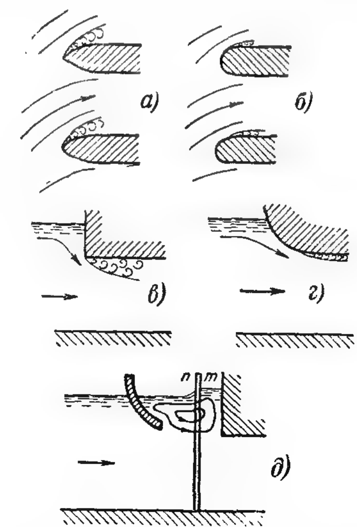


Рис. 10-16. Причины потерь в приводной камере.

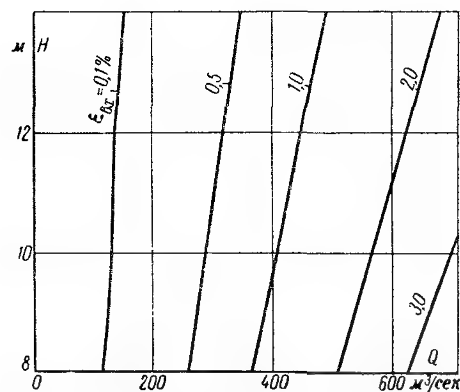


Рис. 10-17. Относительные входные потери на Угличской гидростанции в зависимости от расхода и напора.

турбину потери в благоприятно оформленной подводящей камере за 100%. Используя данные [Л. 86], можем их распределить по месту происхождения так:

От диафрагмы	51,6%
„ потолочного проема	18,6
„ обтекаемого забрала, стенок и пазов	12,2
„ стержней решетки	9,0
„ ее горизонтальных балочек . . .	8,6
	100,0%

Надо думать, что закрытие потолочного проема съемной крышкой конструктивно возможно, а оно повело бы к сильному сокращению потерь.

Плохо обтекаемое забрало может увеличить потери до 144%, а вместе с неудачными очертаниями других частей — и до 200%.

Потери в пазах очень малы, но и они могут быть сильно снижены плавным утолщением бычков перед пазами, т. е., иначе, небольшим уменьшением ширины отсека между бычками. При ширине паза вдоль течения l такое уменьшение ширины отсека может быть сделано на $0,2l$ (по $0,1l$ с каждой его стороны). Уменьшение начинается на расстоянии $2l$ вверх по течению; за пазом ширина отсека сохраняет нормальное значение.

10-11. РАСПРОСТРАНЕНИЕ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ТУРБИН НА ВЫСШИЕ И НИЗШИЕ НАПОРЫ

Поворотнолопастные турбины обладают следующими преимуществами по сравнению с радиально-осевыми:

1. Они имеют очень пологую кривую зависимости к. п. д. от расхода или мощности при постоянном напоре, т. е. очень мало снижают его при снижении нагрузки против оптимальной.

2. Они имеют наибольший к. п. д. при нагрузке, составляющей относительно небольшую долю (например, $^2/_3$) наибольшей, что позволяет эксплуатировать их при наибольшем к. п. д., но в то же время иметь на ходу резерв мощности, т. е. воспринимать пики (внезапные повышения) нагрузки без пуска дополнительных агрегатов.

3. При отклонении напора от оптимального они также мало снижают к. п. д.; при снижении напора они мало снижают расход и мощность.

4. Они имеют большую пропускную способность, т. е. при малом диаметре, занимая мало места, пропускают большой расход и дают большую мощность.

5. Они быстроходны, что удешевляет генераторы.

6. Их колеса разборны, что при больших диаметрах упрощает изготовление, транспорт и монтаж.

Большая сложность поворотнолопастных турбин и нужного вспомогательного оборудования удорожает их и усложняет уход за ними. Однако, как уже сказано, стоимость турбин вообще составляет лишь небольшую долю стоимости гидростанции. Так, стоимость агрегатов составляет примерно 10% стоимости всей станции средней мощности; при большой мощности эта доля снижается до 5—6%. Поэтому удорожание турбины хотя бы на десятки процентов вполне окупается повышением выработки станции. Соответствующий уход на сколько-нибудь крупных станциях обеспечен.

Основными недостатками крыловых и, в частности, поворотнолопастных турбин являются:

1. Большой коэффициент кавитации, почему они не могут быть применены при больших напорах.

2. Большая (соответствующая большой пропускной способности) выходная скорость из колеса, почему при большой нагрузке их к. п. д. заметно снижается при неудовлетворительной в этих условиях работе отсасывающей трубы.

За время существования поворотнолопастных турбин, по мере их совершенствования, высшая граница напора для их применения постепенно повышалась. В настоящее время *наибольшие напоры* у поворотнолопастных турбин за границей таковы: на гидростанции Барцис в Италии — 63,5 *м*, на станции Бор-Рю во Франции — 70 *м*, на опытной станции в Чехословакии — 71 *м*; завод Эшер Вис считает возможным напор в 80 *м*. У нас на напоре 32 *м* работают турбины на гидростанциях Ондской (р. Нижний Выг) и Павловской (р. Уфа) и на 30 *м* — на Волжской имени Ленина.

По нормальной номенклатуре (рис. 13-2) турбины типа ПЛ-577 рекомендуется применять при напорах до 40 *м*. Считается необходимым в ближайшие же годы создать поворотнолопастные турбины для напоров 60—80 *м* применительно к условиям ряда проектируемых станций.

Однако у высоконапорных поворотнолопастных турбин к. п. д. снижается. Это можно отчасти объяснить так. Чтобы у них коэффициент кавитации σ не был излишне велик, надо иметь меньшую разность давлений по обе стороны их лопастей (рис. 8-2); для этого приходится увеличивать площадь этих лопастей, т. е. их число z_1, например, с 4 до 7—8. Но рост этой площади сильно увеличивает путевые потери в колесе и снижает его к. п. д. По чехословацким данным увеличение числа лопастей с 5 до 10 снижает к. п. д., например, с 91,7 до 89%.

С ростом напора растут усилия воды на лопасти, число которых во избежание кавитации увеличивается. Становится затруднительным размещение во втулке укрупненных и в увеличенном числе деталей, что тоже является препятствием к значительному повышению напора и требует материалов повышенного качества, а также приводит к необходимости относительного увеличения диаметра втулки.

Когда напор станции колеблется не очень сильно во время ее работы, при наличии достаточного числа агрегатов, преимущества поворотнолопастных турбин перед радиально-осевыми снижаются, и тогда выбор тех или других зависит от подробного сравнения вариантов оборудования.

При малых напорах кавитация не является опасной. Число лопастей может быть уменьшено. Однако чем меньше напор, тем, с одной стороны, меньше все скорости в турбине, а с другой — нужнее большие расходы для заданной мощности. Это приводит к большим диаметрам турбины, большим высотам изогнутой отсасывающей трубы и малым оборотностям агрегата. Средством борьбы является повышение быстроты, а следовательно, и скорости и скоростной энергии на выходе из колеса. Тогда особо ответственной становится работа отсасывающей трубы; только при хорошем восстановлении ею энергии к. п. д. турбины может быть удовлетворительным. При этом допустима большая длина трубы, но нежелательна ее большая высота, так как тогда капиталовложения на сооружение глубокого фундамента были бы несообразно велики.

Для использования напора, например, 4,5 *м* при мощности турбины 20 000 *квт* нужен был бы тип турбины с приведенными величинами расхода около 2,7 *м³/сек* и оборотностью около 200. Быстроходность турбины составила бы около 1 100. При диаметре 10 *м* она имела бы оборотность около 45. Считается возможным использование напора и 2 *м* при мощности в несколько сотен киловатт.

Другим средством повышения быстроходности турбины является повышение окружной скорости колеса. Основное уравнение (3-9) для осевой турбины имеет вид:

$$\eta_г H = \frac{u(v_1 \cos\alpha_1 - v_2 \cos\alpha_2)}{g}.$$

При уменьшении множителя в скобках растут u, U и быстроходность, если H и $\eta_г$ остаются прежними. Это соответствует по (3-23) уменьшению разности циркуляций. Чтобы она была мала, надо или выходную циркуляцию Γ_2 сделать большой, или входную Γ_1 — малой, близкой к нулю. Во втором случае сильно повышаются относительные скорости w, что снижает $\eta_г$. В первом случае получается сильно закрученный поток в отсасывающей трубе, что тоже снижает $\eta_г$. При малом Γ_1 очень велик угол α_1; предлагалось брать его равным 85° при $U=4$.

Делались также различные предложения усложнения колес у крыловых (и, в частности, поворотнолопастных) турбин, которое позволило бы повысить их быстроходность без повышения коэффициента кавитации.

Так, предложена двухперовая (или двухрядная) турбина [Л. 157], у которой каждая поворотная лопасть делится вдоль по длине пополам. Каждая половина имеет свою ось поворота. Получаются два расположенных один над другим венца одновременно повертываемых лопастей.

Наше предложение повышать оборотность крыловой турбины посадкой на ее вал перед ее колесом колеса осевого насоса не повело к удачному решению по следующим соображениям. Пусть осевой насос к наличному напору добавляет второй такой же напор. Турбинное колесо, работая под двойным напором, повышает свои расход и оборотность в $\sqrt{2}$ раз, мощность — в $2\sqrt{2}$ раз; половину этой мощности оно отдает насосу, т. е. его полезная мощность повышается в $\sqrt{2}$ раз, а быстроходность — в $2^{3/4}=1,41$ раза. Однако насосное и турбинное колеса должны быть взяты разных типов по быстроходности, так как они работают при общих оборотности и расходе, но напор турбины вдвое больше, чем насоса, откуда следует, что быстроходность насосного колеса должна быть в 1,41 раза больше быстроходности турбинного. Наибольшие возможные быстроходности насосных и турбинных колес примерно равны. Отсюда следует, что турбинное колесо должно быть взято умеренной быстроходности. А тогда взять обычную быстроходную турбину проще, чем стремиться повышать быстроходность менее быстроходной посредством усложнения ее конструкции.

Изучением вопроса, можно ли строить турбины с быстроходностью, значительно превосходящей те ее значения (в оптимальном режиме 650—750, а предельном 1 300—1 500), которые имеются у современных, уже освоенных турбин, много занимался Семенов [Л. 207]. Выразив формулами влияние самых разнообразных величин на n_I', Q_I', η, а тем самым на $n_б$ и на σ, он пришел к заключениям: что рост $n_б$ без снижения η легче достигается повышением Q_I', нежели n_I'; что вероятное наибольшее возможное при соответствующем расчете осевой

Рис. 10-18. Гидроагрегат Волжской гидростанции имени Ленина мощностью 126 000 *квт* с турбиной диаметром 9,3 *м* и с пятой, опертой на крышку турбины.

турбины значение ее быстроходности соответствует выражению

$$n_б = 2\,660\eta_г \sqrt[4]{\eta_г},$$

а это для крупных турбин при $\eta_г = 0{,}87$ дает $n_б = 2\,240$; что дальнейшему повышению $n_б$ будут препятствовать, вероятно, непреодолимые кавитационные явления.

Повышение быстроходности турбины преследует в первую очередь цель повышения оборотности генератора и связанного с этим повышения совершенствования самой гидростанции.

Семенов предлагает в параллель с быстроходностью турбины ввести новое понятие быстроходности гидроагрегата; она получается, если в выражении (2-8) заменить мощность, отдаваемую турбиной, мощностью, отдаваемой генератором, к. п. д. турбины — через к. п. д. агрегата, оборотность турбины — оборотностью ротора генератора относительно его статора. Так же в прежнее время получали при сдвоенных турбинах (§ 9-3) быстроходность агрегата примерно в $\sqrt{2}$ раз большей быстроходности турбины.

Какие теперь имеются возможности для повышения быстроходности агрегата, см. § 10-18.

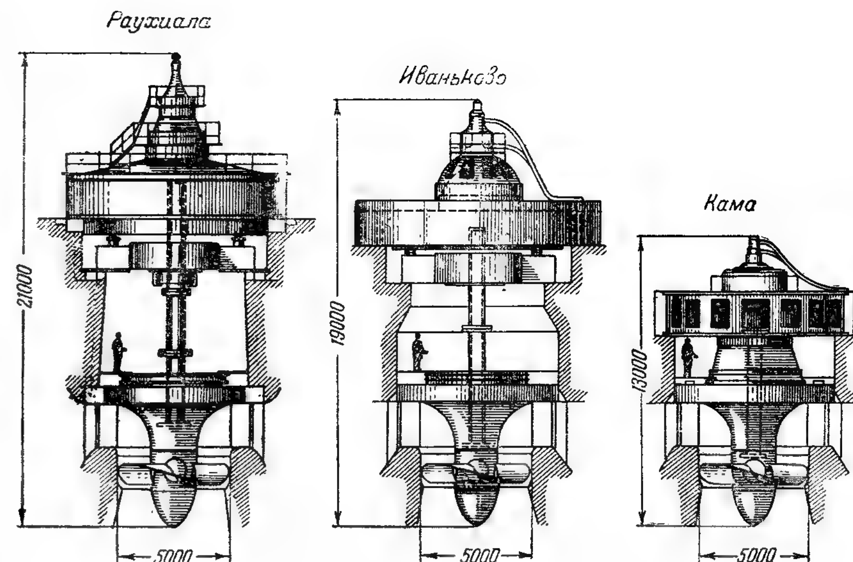


Рис. 10-19. Снижение высоты гидроагрегата за 1924 — 1954 гг.

10-12. АГРЕГАТЫ ПОНИЖЕННОЙ ВЫСОТЫ

Первоначальная схема вертикального гидроагрегата была такой (рис. 9-16, 2-3 и 10-9). На бетонное основание оперт статор подвесного генератора. На статор опирается посредством конструкции с радиальными спицами (паука) или мостовой балки подпятник агрегата, включающий в себя и верхний подшипник. Особая балочка под генератором несет второй подшипник; третий расположен в крышке турбины. Затем по соображениям, указанным в § 2-9, во многих случаях стали предпочитать зонтичные генераторы (рис. 2-4). При таком генераторе подпятник с подшипником располагаются на тяжелой балке под генератором, над ним на легкой балке — второй, легкий, подшипник, третий — в крышке.

В настоящее время переходят к конструкции лишь с двумя подшипниками (рис. 10-18). Подпятник опирается на крышку; в ней — один подшипник, на балке под или над генератором — другой. При этом исключается тяжелая балка подпятника, но дополнительно нагружается крышка. Высоты агрегата и шахты заметно снижаются, что удешевляет как вал агрегата, так и все строение. Чаще становится возможным иметь вал цельный, а не составной. В соответствии с этим высота агрегата очень сильно снижается, что показано на рис. 10-19.

Здесь налицо современное стремление заменять цельнолитые детали сварными, что снижает вес конструкций и удешевляет их изготовление.

Уменьшение высоты агрегата особенно полезно в совмещенных гидростанциях. Старая схема приплотинной станции предусматривает большую длину ее фронта: на одной его части — водоспуски, на другой — машинное здание. Совмещение того и другого в одном сооружении позволяет укоротить фронт, этим удешевить постройку, ускорить ее возведение и облегчить вписание фронта в русло или пойму реки.

Одним из вариантов совмещения является расположение машинного зала с вертикальными агрегатами внутри гравитационной плотины (рис. 10-20). Именно при такой схеме очень полезно уменьшение высоты агрегата,

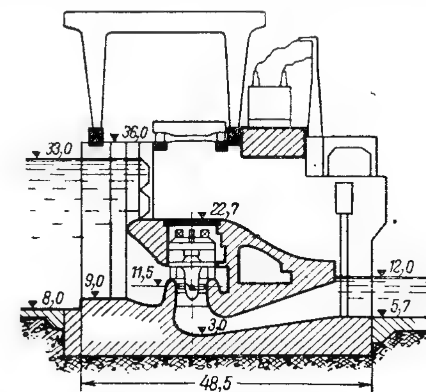


Рис. 10-20. Вертикальный гидроагрегат внутри гравитационной плотины.

так как тогда уменьшается высота зала и он легче вписывается внутрь плотины. С другой стороны, и напор станции должен быть достаточным, чтобы внутри плотины мог поместиться зал.

В другом варианте совмещенной гидростанции вертикальные турбины размещаются в бычках между затворами плотины (рис. 6-17).

10-13. СНИЖЕНИЕ ВЫСОТЫ ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЫ

Изогнутая отсасывающая труба вертикальной турбины состоит из вертикального конуса, колена и горизонтального (или слабо наклонного) отводного патрубка (отвода). При большом диаметре турбины и труба получается огромных размеров. Для хорошего восстановления энергии она должна иметь достаточное разведение, а следовательно, и достаточную длину (§ 7-12). Увеличение ее размеров по высоте (заглубление фундамента) обходится дороже, чем увеличение ее длины в плане. Поэтому было бы желательно уменьшение ее высоты хотя бы при условии такого же ее удлинения.

Однако в современных трубах восстановление энергии происходит в конусе в большей мере, чем в отводе, несмотря на меньшую длину первого (§ 7-12). Это объясняется, вероятно, вредным влиянием колена на течение в расположенном за ним отводе; здесь в потоке образуются вихри; в сечениях отвода скорости распределяются очень неравномерно, и он работает плохо.

Предложено много вариантов изогнутой отсасывающей трубы пониженной высоты (например, со строительной высотой 1,5 диаметра колеса вместо обычных 1,92—2,5 диаметра). Соответствующие исследования таких труб (§ 7-10) и турбин с такими трубами энергично ведутся в советских лабораториях.

Ранее принималось, что для уменьшения утечки в обход лопастей поворотнолопастной турбины и повышения ее к. п. д. нужно уменьшить зазоры между торцами лопастей и колесной камерой, для чего следует (§ 10-6) последнюю выполнять сферической по очертанию a (рис. 10-21, схема для наглядности несколько искажена). При испытании в ВИГМ поворотнолопастных турбин с низкими отсасывающими трубами [Л. 127] было установлено, что помещение рабочего колеса с торцами лопастей, обточенными по сфере, в цилиндрическую колесную камеру (по очертанию b) увеличивает к. п. д. турбины и приближает его при низкой трубе к к. п. д. такой же турбины со сферической камерой и высокой трубой. Объяснить это явление можно двумя причинами:

1. Низкая труба имеет быстро расширяющийся конус, т. е. большое раскрытие, при котором у стенок быстро нарастает пограничный вихревой слой, портящий поток как в конусе, так и далее и снижающий к. п. д. трубы и турбины. Помещение поворотных лопастей в цилиндрическую камеру увеличивает, особенно при больших разворотах, зазоры и утечку, но утекающая вода смывает в конусе пограничный вихревой слой, улучшает этим течение и к. п. д. трубы и турбины. Потери в колесе вообще малы (например, 4%) и увеличение их, например, на четвертую часть снижает к. п. д. турбины на 1%; потери же в трубе велики (например, при большом расходе — 16%) и уменьшение их, например, на одну восьмую увеличивает к. п. д. турбины на 2%; тогда общий выигрыш в к. п. д. равен 1%.

2. Выходной диаметр сферической камеры по необходимости делается меньше диаметра колеса, что повышает выходную из нее скорость и требует при заданном колене большого раскрытия конуса. При цилиндрической камере такого сужения нет, выходная скорость меньше, конус при том же колене получает меньшее раскрытие; то и другое снижает потери в конусе.

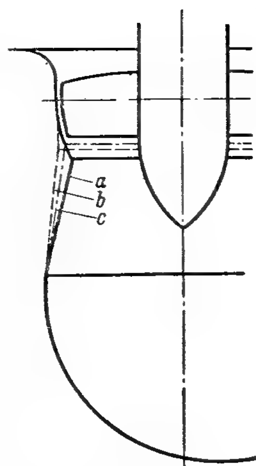


Рис. 10-21. Сферические и цилиндрическая колесные камеры.

Дальнейшие опыты на ЛМЗ установили, что небольшой сферический пояс в колесной камере (c на рис. 10-21) все же полезен и наилучший к. п. д. турбина имеет именно при такой камере, несколько худший — при цилиндрической и еще худший — при камере с широким сферическим поясом. У существующих типов этот пояс снижает выходной диаметр камеры до 0,945—0,97 диаметра колеса. Более благоприятным является его снижение, равное 0,97—0,98 этого диаметра. Опыты Филатова [Л. 231] показали, что и коэффициент кавитации находится в аналогичной зависимости от этого снижения: он имеет наименьшее значение при только что указанном снижении.

10-14*. ПРЯМОТОЧНАЯ ТУРБИНА

У широко распространенной конструкции вертикальной крыловой турбины с радиальным направляющим аппаратом и с изогнутой отсасывающей трубой есть существенный недостаток — пропускаемый ею водный поток должен в ней несколько раз изменить направление течения: внутри улитки, затем в предлопастном пространстве, наконец, в колене трубы; всякий поворот вызывает дополнительные гидравлические потери. Кроме того, в этой конструкции колесо располагается значительно выше дна трубы; но во избежание кавитации колесо часто должно быть погружено под уровень нижнего бьефа, т. е. дно трубы и фундамент здания должны быть значительно заглублены, что ведет к увеличению объемов строительных работ и капиталовложений.

Было бы желательным и избегать этих изменений направлений потока и снижать положение колеса, не вызывая этим дополнительного заглубления фундамента.

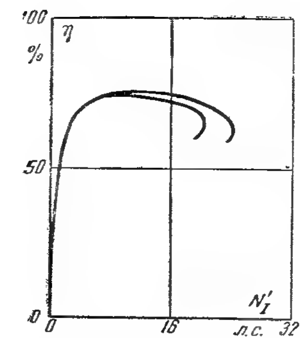


Рис. 10-22. Улучшение характеристики модели П245-ВБ-46 при замене изогнутой отсасывающей трубы прямой.

Этого можно достигнуть, перейдя к горизонтальному расположению общего у турбины и генератора вала и к прямой отсасывающей трубе (§ 7-7). Такая труба имеет гораздо лучший коэффициент восстановления, почему повышается (например на 1—2%) и к. п. д. турбины. С увеличением расхода он спадает гораздо медленнее, чем при изогнутой трубе; поэтому такая турбина могла бы нести бо́льшую (например, на 25%) нагрузку (рис. 10-22). Тогда не только росла бы выработка, но и опять снижались бы капиталовложения, так как при той же мощности гидростанции можно было бы иметь на ней турбины меньшего диаметра или в меньшем числе.

Мы называем осевой турбину, если поток в ее рабочем колесе направлен в общем вдоль ее оси (§ 3-13). Чтобы избежать поворота потока в улитке, а следовательно, и самой улитки, надо сделать осевым поток и в направителе.

Тогда подводящая к нему камера получает форму трубы; такую турбину мы называем прямоточной; немцы ее называют трубчатой; здесь можно вспомнить, что прямоточной была и турбина Жонваля (§ 3-13).

Расчеты и соответствующие модельные испытания в советских лабораториях показали, что конструирование осевого с поворотными лопатками направителя сложнее радиального, но гидравлические потери в нем и за ним, в предлопастном пространстве, несколько меньше, чем в радиальном [Л. 182].

Однако при конструировании соответствующего целого гидроагрегата возникает новое затруднение — где и как расположить генератор.

Искривление подводящей трубы позволило бы вывести из нее вал к генератору через сальник, а генератор расположить в воздухе в качестве «выносного». Но это снова ввело бы новые искривления потока, да и вообще усложнило бы конструкцию.

Тогда были предложены последовательно два решения: одно из них — турбина и агрегат безвальные, другое — внутрипоточные.

10-15*. БЕЗВАЛЬНЫЙ АГРЕГАТ

Инж. Гарца запатентовал в США в 1918 г. новую конструкцию гидроагрегата, которая осталась неосуществленной. В 1935 г. изобретательный и предприимчивый немец Арно (Арнольд) Фишер схожую конструкцию, возможно независимо от Гарца, предложил и осуществил. Она — в более современном исполнении — изображена на рис. 10-23.

Здесь по Фишеру к периферийным торцам лопастей прямоточной пропеллерной турбины прикрепляется обнимающее их кольцо. Оно утоплено в стенку колесной камеры, несет на себе полюсы генератора и является его ротором, вращаясь внутри окружающего колесную камеру неподвижного статора.

Роторное кольцо с внутренней стороны омывается водой. Полюсы же генератора с обмотками на них должны вращаться в воздухе и быть хорошо предохранены от проникновения не только воды, но и сырости. Это представляет большое затруднение при конструировании такого агрегата.

Поворот лопаток производится регулирующим кольцом, обнимающим трубчатую турбинную камеру. У него мощность не передается от колеса валу; следовательно, здесь вала, работающего на кручение, нет, а есть лишь поддерживающая ротор ось. Поэтому мы предложили в 1955 г. называть такие агрегат и турбину «безвальными». В немецкой литературе такой агрегат именуется «трубным с проточным генератором», а у нас он часто называется просто проточным.

Такие турбины очень умеренной мощности строил в Германии в сотрудничестве с Фишером завод Эшер Вис; сперва они выполнялись им просто как пропеллерные; лишь позже завод стал их строить и как поворотнолопастные; при этом конструкция конечно усложнилась, а затруднения с уплотнениями еще более возросли; на рис. 10-23 изображен [Л. 100] агрегат именно с такой турбиной.

Здесь роторное кольцо не прикрепляется жестко к торцам лопастей, а сажается на цапфы, имеющиеся на этих торцах. При повороте лопасти повертывается и ее цапфа в гнезде кольца. Сервомотор для этого поворота располагается, как обычно внутри втулки колеса. Подвод к нему масла производится через жесткие опорные спицы подшипника.

Прямоточные турбины очень заинтересовали советских гидротурбиностроителей. Исследованию гидравлики потока в таких турбинах посвящен ряд работ и теоретических и опытных, выполненных на ЛМЗ, в ВИГМ и в МВТУ, в том числе [Л. 114, 182, 115, 116, 202 и 203]. В [Л. 203] имеется эскиз опытных

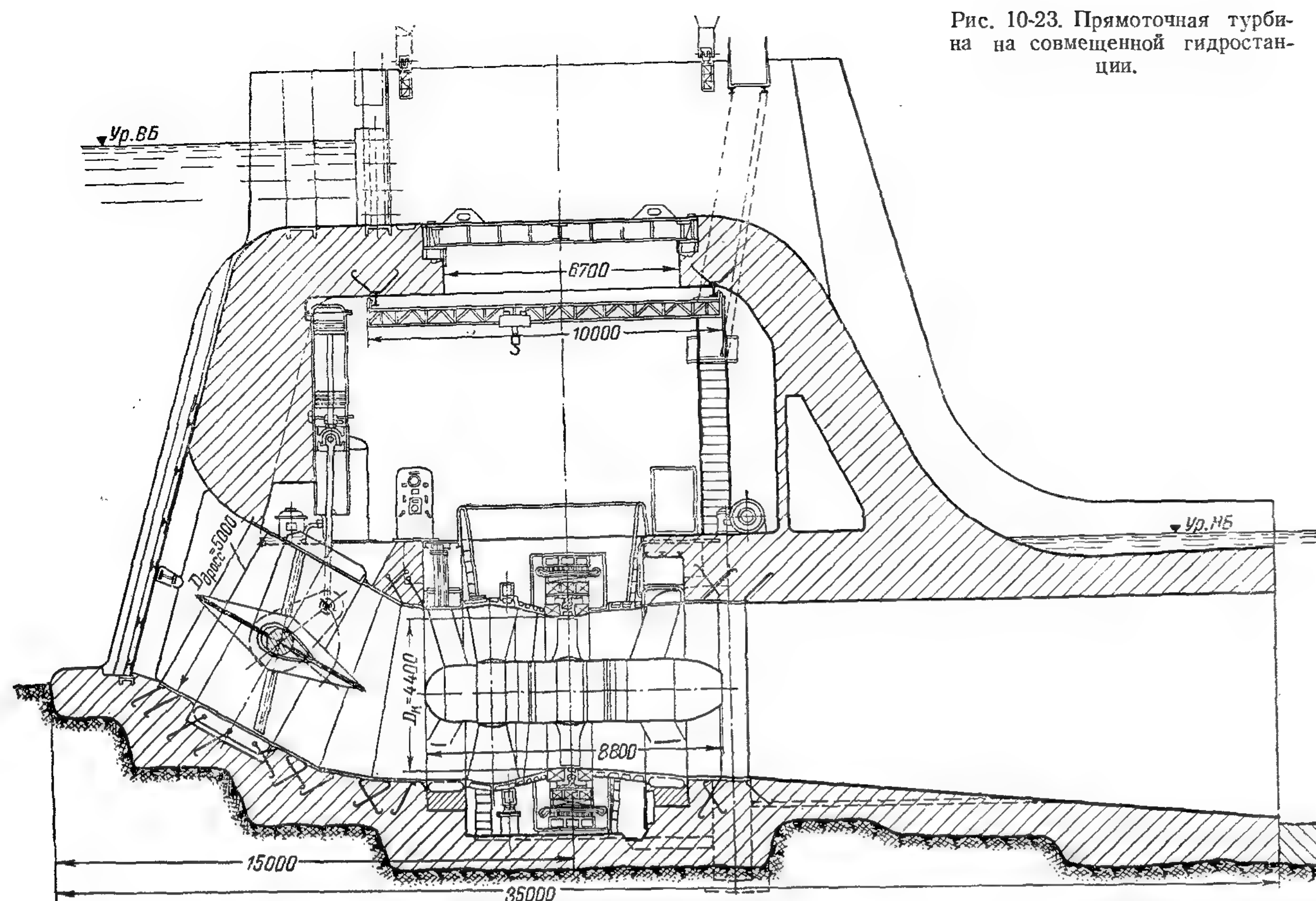


Рис. 10-23. Прямоточная турбина на совмещенной гидростанции.

уплотнений. В общем установлено, как уже сказано, что в направителе (поворотном) и в предлопастном пространстве вполне прямоточной турбины гидравлические потери снижаются.

Однако, обратно: у безвальной турбины потери заметно увеличиваются роторным кольцом. При нем возникает большое трение в уплотнениях. Кроме того, при протекании рабочей воды вдоль внутренней поверхности роторного кольца гидравлические потери больше, чем при протекании ее вдоль стенки колесной камеры в обычных осевых («вальных») турбинах без наружного обода, так как трение вдоль этой неподвижной стенки соответствует меньшим абсолютным скоростям воды в колесе, а вдоль вращающегося кольца — бо́льшим относительным скоростям. Дополнительное сопротивление вносится также опорной крестовиной в отсасывающей трубе.

Горизонтальная ось агрегата нагружается весом ротора и прогибается. От нагрузки водой лопасти тоже прогибаются. Поэтому зазоры по обе стороны кольца при работе иные, чем при опорожненной турбине и ее сборке; при нагрузке зазор верхового уплотнения растет, низового — падает; это затрудняет подгонку этих зазоров. Опоры трудно доступны.

Осевые поворотные направляющие лопатки имеют особую, «закрученную» форму. Это позволило получать достаточно плотное закрытие турбины направляющим аппаратом и избегать дорогих дисковых затворов перед турбинами (рис. 10-23), обычных в зарубежной практике.

Ряд советских проектов безвальных турбин можно видеть в [Л. 56, стр. 96]; рис. 10-23 дан по [Л. 100].

Однако первый советский опыт постройки таких агрегатов оказался мало утешительным. Именно на Ортачальской гидростанции на р. Куре в 1954 г. было пущено три таких агрегата с поворотнолопастными турбинами диаметром 3,3 *м*, мощностью по 6,6 *Мвт* при напоре 10,5 *м* и оборотности 125 [Л. 229, стр. 384]. Турбины работы ЛМЗ, генераторы — завода «Уралэлектроаппарат».

Вода в реке несет много взвешенных наносов, и кольцевые уплотнения между турбиной и генератором быстро изнашиваются. Для смягчения износа в эти уплотнения приходится подводить чистую воду из городского водопровода, но не требуется очень много, что для него является большой нагрузкой.

Можно думать, что здесь допущены две-три ошибки или неосторожности. Во-первых, нельзя было оборудовать безвальными турбинами гидростанцию, работающую на мутной воде. Во-вторых, не следовало осваиваемую систему применять впервые сразу на нескольких мощных ответственных агрегатах. В-третьих, было бы осторожнее опытную турбину снабдить не поворотнолопастным колесом, а пропеллерным, так как при последнем уплотнения проще и потому надежнее.

Крупный венгерский специалист проф. Э. Мошоньи признает достоинства безвальной турбины, но особо настаивает, что *она допустима лишь на реках без взвешенных наносов*. То же подчеркивает и инженер завода Эшер Вис Г. Виддерн.

Безвальная турбина удобно располагается в совмещенной гидростанции, например под водосливом, а также и в приливной гидростанции (§ 16-1).

Комитет технической терминологии АН СССР утвердил в 1953 г. в качестве рекомендуемой разработанную нами терминологию гидротурбин [Л. 223]. Однако, с тех пор появилось много новых конструкций гидротурбин, которые еще не имеют установившихся единообразных наименований, и к одному и тому же понятию специалисты относят различные термины, что представляет, конечно, определенное неудобство.

При этом одни специалисты переписывают русскими буквами термины на иных языках, другие их переводят, третьи дают русские, но не всегда меткие. Мы предложили [Л. 292] ряд рекомендуемых нами в пополнение к [Л. 223] терминов.

В частности, безвальный агрегат в нашей литературе часто называется просто прямоточным; между тем прямоточная турбина, т. е. осевая турбина с осевым направителем (§ 10-14), может входить в состав агрегата и другой конструкции, например с выносным генератором.

10-16 *. ПРЯМОТОЧНЫЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ТУРБИНЫ ТУРБОБУРОВ

Эти турбины стоят несколько особняком от других прямоточных, что объясняется их особым назначением и особой конструкцией.

Турбобурами называются гидродвигатели для бурения скважин, предназначенных преимущественно для добычи из земли нефти; в их состав входят многочисленные, последовательно проходимые рабочей жидкостью многолопастные прямоточные турбины; жидкость подводится к ним от насосов.

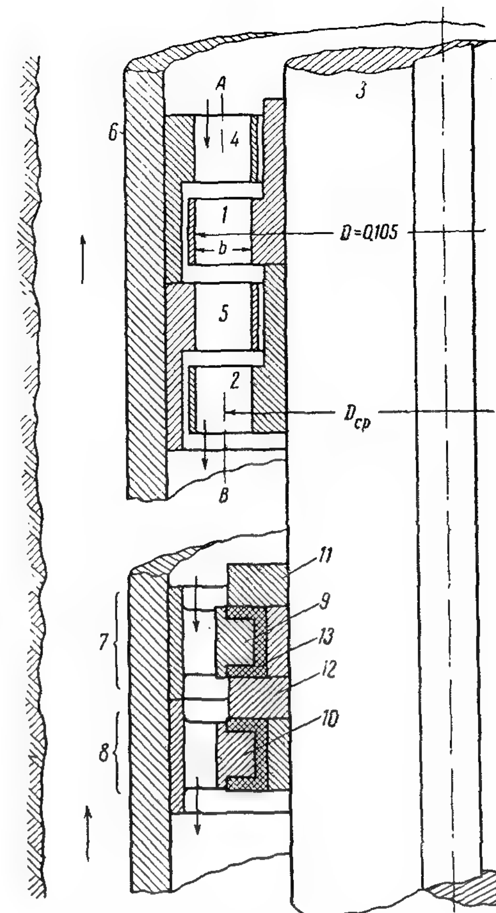


Рис. 10-24. Схема турбины турбобура.

Ряд рабочих колес (*1*, *2* на рис. 10-24 и 10-25) таких турбин (в числе 100—200) с диаметром 0,1—0,2 *м* насаживается своими кольцевыми втулками при посредстве, например, шпонки на вертикальный вал, снабженный внизу бурящим породу инструментом — доло-

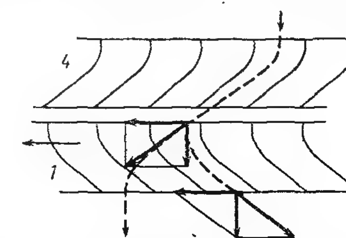


Рис. 10-25. Разрез по *АВ* в схеме на рис. 10-24.

том диаметром до 300 *мм* (таким получается и диаметр скважины).

Перед каждым осевым рабочим колесом должен находиться осевой же многолопаточный аппарат *4*, *5*, лопатки которого прикреплены к внутренней поверхности особой обнимающей вал с рабочими колесами трубы *6*, называемой корпусом турбобура. Корпус диаметром 127—255 *мм* подвешен к длинной трубе меньшего диаметра, называемой бурильной колонной. Она же в свою очередь подвешена над поверхностью земли к вышке посредством очень солидного подпятника, выдерживающего осевое усилие, например, 150 *т* и позволяющего несколько повертывать колонну. У подпятника есть тормоз, воспринимающий создающийся в направителях крутящий момент.

Сам вал нагружается вертикальными силами: направленной вниз от разности давлений на входе в верхнюю турбину и на выходе из нижней и направленной вверх от усилия долота на породу. Суммарная сила может быть направлена и вверх и вниз. Она воспринимается гребенчатыми подпятниками *7*, *8* (их бывает 5—18), расположенными внутри корпуса, между отдельными группами колес. Неподвижные стальные, облицованные резиной гребни *9*, *10* прикреплены к внутренней поверхности корпуса, голые стальные *11*, *12* — к валу и вращаются вместе с ним. Крепкие частицы выносимой породы, попав между подвижными и неподвижными гребнями, вдавливаются в резину *13* и не так быстро истирают стальные гребни, как было бы при ее отсутствии.

Чтобы вал не болтался внутри корпуса, эти подпятники устроены так, что они работают и как подшипники. Такой сильный подшипник («ниппель») помещен и в самом низу, над долотом.

Рабочая жидкость от поршневых насосов через гибкий шланг поступает на вышке в верхнее отверстие бурильной колонны, спускается вниз, проходя через все турбины, выходит из корпуса, проходит через долото, подхватывает разрушенную им породу и выносит ее по кольцевому зазору между стенками скважины и корпуса, а затем колонны наверх, наружу, где эта жидкость по осаждении из нее породы снова забирается насосами.

В качестве рабочей жидкости применяется или вода, или «глинистый раствор». Последним называется вода, содержащая частицы глины (размером в несколько микронов) в коллоидальном состоянии. Объемный вес такого раствора $\gamma = 1\,200 \div 1\,500$ *кг/см³*.

Если порода мягкая и способна обваливаться со стенок скважины, то глинистый раствор вдавливается в поры стенок сважины, залепляет их и тем делает их более прочными, а кроме того, препятствует утечке жидкости в эти поры; обратно, он мешает выходу в скважину газов из породы, если они там под большим давлением содержатся. Если таких обстоятельств нет, то за рабочую жидкость принимается вода.

Два насоса с электромоторами по 300—480 *квт* создают давление 100—150 *кг/см²*. Из этого давления около половины срабатывается турбинами, остальная часть тратится на преодоление гидравлических сопротивлений в подводе к ним и отводе от них, а также на подъем размельченной породы.

Число турбин в турбобуре берется, как сказано, равным 100—200. Каждая турбина использует перепад давлений 0,4—0,5 *кг/см²*, расход 0,01—0,06 *м³/сек*, дает мощность 0,6—1,0 *л. с.* при оборотности 700—1 000; гидравлический к. п. д. 0,6—0,8.

Просчитаем пример, задавшись такими осредненными данными. Объемный вес рабочей жидкости 1 300 *кг/м³*. Турбина использует перепад давлений 0,45 *кг/см²*, чему соответствует напор, высота столба этой жидкости, $\frac{4\,500}{1\,300} = 3{,}46$ *м*. Мощность турбины 0,8 *л. с.*, гидравлический к. п. д. 0,7. Она тогда расходует $Q = \frac{75N}{\gamma H \eta} = 0{,}0190$ *м³/сек*. Ее оборотность 850.

Ее средний (между ободьями) диаметр определим так. Окружная скорость $u_{ср}$ при расчете таких турбин обычно определяется из уравнения

$$\eta_г H = \frac{u_{ср}^2}{g},$$

чему соответствует скоростной коэффициент

$$U_{ср} = \frac{u_{ср}}{\sqrt{2gH}} = \sqrt{\frac{\eta_г}{2}}.$$

Подставив взятые для нашего примера значения $\eta_г$ и H, получаем $u_{ср} = 4{,}86$ *м/сек* $= \frac{\pi D_{ср} n}{60}$. Отсюда $D_{ср} = 0{,}109$ *м*. Примем расстояние между ободьями равным $0{,}13\ D_{ср}$. Тогда $D = D_{ср} + b = 0{,}123$ *м*.

Подсчитываем:

$$n'_I = \frac{850 \cdot 0{,}123}{\sqrt{3{,}46}} = 56{,}2;$$

$$Q'_I = \frac{0{,}190}{\sqrt{3{,}46 \cdot 0{,}123^2}} = 0{,}675\ м^3/сек.$$

Быстроходность одного колеса (с учетом $\gamma = 1\,300$ *кг/м³*) $n_б = 161$.

Если рассматривать машину как одну турбину с числом ступеней $z = 200$, то у нее в z раз вырастут как H, так и N. Тогда имеем ее быстроходность

$$n_{б\,200} = \frac{n}{zH}\sqrt{\frac{zN}{\sqrt{zH}}} = \frac{n_б}{z^{3/4}} = 3{,}02.$$

Обращаем внимание на ничтожно малое значение быстроходности такой многоступенчатой турбины; на гидростанциях близкие значения имеют лишь наиболее тихоходные ковшовые турбины (§ 5-2).

Есть предложение применять к турбинам турбобуров особый, безразмерный вид быстроходности; о нем см. § 4-8.

Что касается степени реактивности, то у турбин турбобуров обычно принимают ее равной 0,5.

Необходимый для всей турбины перепад давлений

$$p = 200 \cdot 0{,}45 = 90\ кг/см^2;$$

срабатываемый напор $H = 692$ *м*. Мощность полезная 160 *л. с.*, затрачиваемая 228 *л. с.*

Насосы должны создавать давление $2 \cdot 90 = 180$ *кг/см²*. Мощность выпускаемого ими потока $N = 2 \cdot 228 = 456$ *л. с.* $= 336$ *квт*. В действительности эта мощность должна быть еще больше, так как мы не учитывали механических потерь в опорах и других.

В Советском Союзе в год выпускается несколько тысяч турбобуров. Отсюда следует, что их построение представляет крупную отрасль гидротурбостроения, а их совершенствование (в том числе повышение их к. п. д. и прочности) — немаловажную его задачу. Однако то и другое стоят особняком, в стороне от общих турбостроительных заводов и обслуживающих их научно-исследовательских институтов. Исследование турбобуров ведет специальный Всесоюзный научно-исследовательский институт буровой техники (ВНИИБТ). Эта обособленность сказывается, между прочим, и на терминологии, употребительной в турбобуростроении; так, например, рабочее колесо здесь называется ротором, а направляющий аппарат — статором.

Турбобур был впервые предложен в Советском Союзе в 1923 г. М. А. Капелюшниковым. Однако, имея одноступенчатую турбину, он оказался непригодным. Многоступенчатый турбобур был разработан в 1934—1940 гг. коллективом под руководством П. П. Шумилова.

За границей (в США, Западной Европе) пользуются, по соглашению с нами, доставляемой нами документацией и сообщаемым опытом построения и эксплуатации трубопроводов.

Общедоступное описание турбобуров и использования их см. в [Л. 66], конструкции выпускаемых типоразмеров — в [Л. 254], гидравлический расчет их турбин — в [Л. 87].

10-17*. ВНУТРИПОТОЧНЫЙ АГРЕГАТ

Тот же А. Фишер и тогда же (§ 10-15) предложил агрегат, называемый в немецкой литературе сочетанием «трубной» турбины с «обтекаемым» генератором. Мы его далее называем «внутрипоточным». Его начал строить в Германии, сперва для очень малых мощностей, тот же завод Эшер Вис. В такой системе (рис. 10-26) подводящая к турбине труба расширяется; внутри нее помещается обтекаемый со всех сторон кожух, в котором и располагается генератор. В низовом или верховом торце кожуха имеется сальник, через который выводится в воду вал агрегата, и здесь на него сажается втулка осевого рабочего колеса.

В первоначальных вариантах Фишера диаметры кожуха и втулки колеса были почти равными. Однако вскоре было выяснено, что в кожухе такого размера трудно поместить генератор нужного диаметра. Тогда пришлось

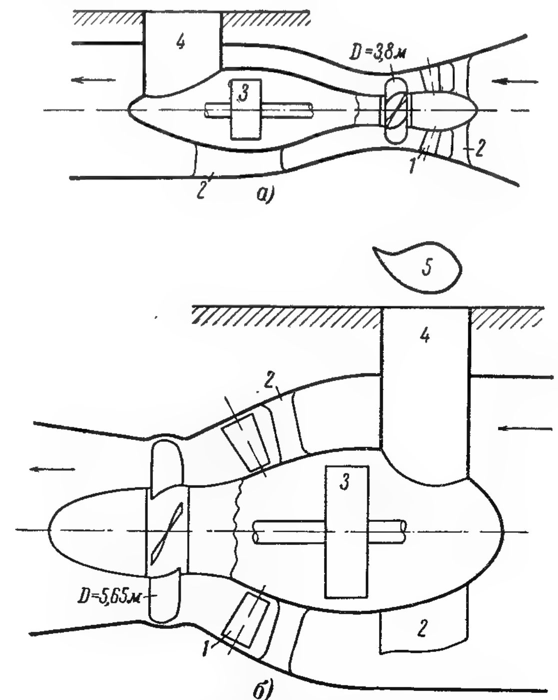


Рис. 10-26. Внутрипоточные агрегаты.
а — грушевидный; *б* — обратно грушевидный.
1 — направляющий аппарат; *2* — распорки; *3* — генератор; *4* — лаз.

оформлять агрегат в виде груши: внутри кожуха, соответствующего части груши с бо́льшим диаметром, размещается генератор, а концевой, заостренной части груши соответствует втулка рабочего колеса. При этом «груша» может быть расположена в трубе так, что поток сперва встречает колесо, а затем обтекает генератор (грушевидный агрегат), или последовательность расположения может быть обратной (обратно грушевидный агрегат) (рис. 10-26,*а* и *б*).

В настоящее время по данным завода Эшер Висс признается, что обратно грушевидный агрегат удобнее; при нем кожух генератора находится в более покойном потоке и потому он безопаснее в отношении вибраций; конфузор вообще может быть короче диффузора, поэтому здесь вся камера агрегата короче; гидравлические сопротивления при обтекании кожуха здесь меньше. По всем этим причинам обратно грушевидный агрегат надо предпочитать грушевидному.

Опоры кожуха представляют для потока, как оказалось, относительно малое сопротивление. До мощности в несколько сотен киловатт у поворотнолопастных турбин жесткий направитель предпочитается поворотному.

Обратно грушевидный агрегат с наибольшим пока диаметром колеса (5,8 *м*) изготовлен заводом Нейрпик и установлен на приливной гидростанции Сен-Мало во Франции; у него напор 5,5 *м*, оборотность 88,25, мощность 9 000 *квт*. Его гидромашина способна работать как обратимая насосотурбина (§ 16-9).

К недостаткам внутрипоточных агрегатов относят трудность монтажа и обслуживания.

Вообще возможно сконструировать агрегат, если он не слишком больших размеров так, что он почти полностью собирается на заводе и в таком виде доставляется на станцию; его монтаж упрощается и ускоряется.

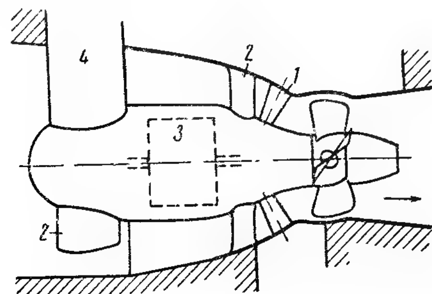


Рис. 10-27. Обратно грушевидный целиковый агрегат.
1 — направляющий аппарат; *2* — распорки; *3* — генератор; *4* — лаз.

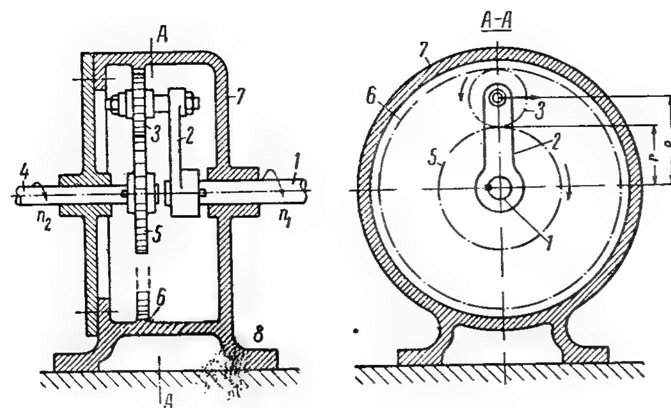


Рис. 10-28. Схема планетарной передачи.

На рис. 10-27 даем эскиз такого агрегата, который может быть назван целиковым (§ 16-10); он изготовлен фирмами Нейрпик — Альстом и установлен в 1957 г. на гидростанции Бомон-Монте (Франция). Его данные: напор — до 11,3 *м*, мощность 12 000 *л. с.*, оборотность 150, диаметр колеса 3,8 *м*.

Для уменьшения диаметра генератора, а следовательно, и кожуха между валами турбины и генератора может вводиться повышающая оборотность генератора планетарная передача. Она при большой своей компактности позволяет доводить передаточное число i почти до 10.

Схема такой передачи дана на рис. 10-28. Здесь на ведущем валу *1*, имеющем оборотность n_1, сидит рычаг *2* с прикрепленной к нему зубчатой шестерней *3*. На ведомом валу *4*, имеющем оборотность n_2, сидит шестерня *5*. Шестерня *3* сцепляется как с шестерней *5*, так и с неподвижной шестерней *6*. Имеем:

$$n_2 = i n_1 = \frac{2R}{r} n_1.$$

На рисунке корпус *7* оперт на фланцы *8*; в агрегате же он скреплен со стенкой неподвижного кожуха.

Для ухода за генератором, опорами и сервомотором нужен доступ в кожух. У более мощных турбин такой доступ делается в виде шахты *4*, показанной на обоих вариантах рис. 10-26. Придача шахте в плане удобообтекаемого очертания обосновывается желанием уменьшить сопротивление шахты течению.

В нашей литературе внутрипоточный агрегат иногда называется погруженным, часто — бульбовым (т. е. — в переводе — луковичным), или капсюльным (капсюль — кожух), грушевидный агрегат — погруженным с низовым генератором, обратно грушевидный — то же с верховым, целиковый — моноблоком.

Из рис. 10-26 видно, что в состав внутрипоточных агрегатов входят турбины не всегда прямоточные, т. е. обладающие не только осевым колесом, но и осевым направителем. На этом рисунке направители конические, а не осевые и не радиальные.

10-18*. ГИДРОАГРЕГАТЫ С СООСНЫМИ ТУРБИНАМИ

Соосной турбине можно дать такое определение: это турбина с двумя осевыми, вращающимися в разные стороны рабочими колесами, проходимыми потоком последовательно и сидящими на двух отдельных соосных валах, причем один из них вращается внутри другого.

Направитель перед вторым колесом является излишним, потому что абсолютная скорость выхода из первого расчетом подогнана по величине и направлению так, что она обслуживает второе колесо в качестве абсолютной скорости входа в него.

Соосным гидроагрегатом называем агрегат, включающий в себя такую турбину.

Такой агрегат может иметь или два генератора, каждый на своем валу, или же один из валов вращает ротор генератора, а другой, но уже в обратную сторону — его статор.

Второй вариант называется соосным контрроторным агрегатом; его можно назвать и соосным одногенераторным. Тогда второй вариант можно именовать соосным двухгенераторным.

Направитель перед первым колесом может отсутствовать, если рабочие колеса поворотнолопастные; тогда первое колесо рассчитывается на входную скорость с осевым направлением и турбина является «лопастно регулируемой» (§ 10-7). Если колеса пропеллерные, то поворотнолопаточный направитель перед первым колесом необходим в целях регулирования.

На агрегат с соосной турбиной получены были в 1950 г. два разных авторских свидетельства: одно — М. А. Каспаровым, другое — В. В. Семеновым.

Оба изобретателя опытно исследовали такой агрегат и его модификации и рассмотрели условия его применения; см. [Л. 95, 96 и 207].

Конструктивная схема вертикального контрроторного агрегата по Семенову дана на рис. 10-29. Направляющий аппарат здесь показан жестким; поворот лопастей производится двумя сервомоторами, помещенными во втулки колес, или даже лишь одним. Полый вал ротора генератора имеет свою пяту под генератором, сплошной вал ротора — другую, над ним.

Агрегат может быть и горизонтальным и внутрипоточным; так, в [Л. 207, рис. 70] дана схема обратногрушевидного агрегата с пропеллерными колесами и поворотным направителем.

Из рассмотрения Семенова следует, что быстроходность контрольного агрегата $n_{б.а}$ приблизительно вдвое больше, чем быстроходность каждого из колес его соосной турбины $n_б$. Каспаров считает, что одногенераторный вариант конструктивно сложнее двухгенераторного и потому второй предпочтительнее.

В итоге можно признать, что при высоком напоре, когда по условиям кавитации теперь допустима лишь радиально-осевая турбина, оказывается возможным применить вообще имеющую ряд преимуществ поворотнолопастную в виде соосной, так как каждая ее сту-

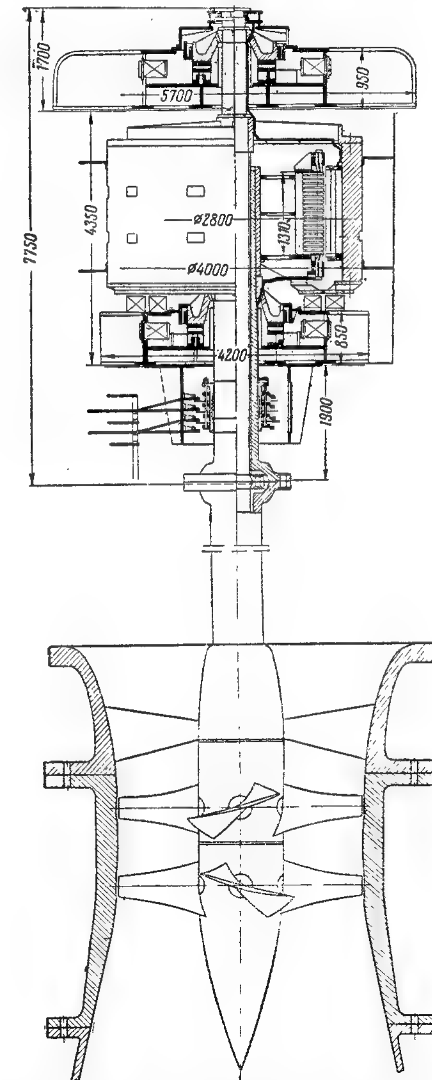


Рис. 10-29. Конструктивная схема вертикального контрроторного соосного гидроагрегата по Семенову.

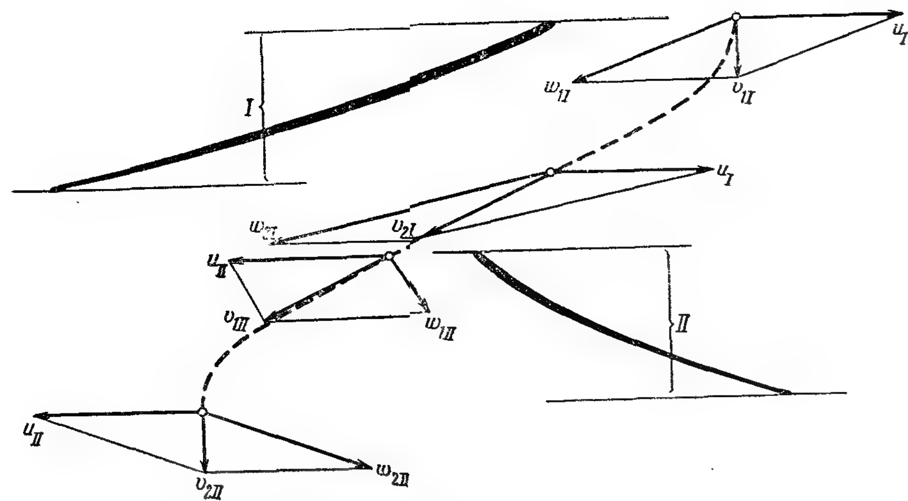


Рис. 10-30. Треугольники скоростей и абсолютный путь струи (по пунктиру) соосной турбины при нормальности входа в колесо I и выхода из колеса II и при $n_{11} = -n_1$.

пень работает при половинном напоре и, следовательно, безопаснее в кавитационном отношении; возможно, что при этом уменьшается и вес турбины.

В колесах соосной турбины относительные скорости велики (рис. 10-30), что должно снижать к. п. д. С другой стороны, скорости в отсасывающей трубе меньше обычного, что уменьшает в ней потери.

Одногенераторный агрегат конструктивно очень сложен, а у двухгенераторного вес двух генераторов, вероятно, больше веса одного при обычной турбине.

10-19 *. МЕЖПОТОЧНЫЙ АГРЕГАТ

На советских гидростанциях внутрипоточные агрегаты еще не устанавливались, хотя соответствующие проекты и разрабатываются.

Однако у нас уже нашло применение видоизменение такого агрегата, называемое нами агрегатом межпоточным.

Такой агрегат поставлен в качестве опытного на Камской гидростанции для данных: напор 16 *м*; мощность 21,8 *Мвт*; оборотность 125 (рис. 10-31 *а* и *б*). Здесь размещена горизонтальная поворотнолопастная турбина ПЛ548-450 с прямой отсасывающей трубой. Генератор помещен не в металлическом в виде тела вращения, обтекаемом со всех сторон водой, кожухе, как у внутрипоточного агрегата, а в железобетонной шахте в виде некруглого цилиндра с вертикальными образующими; шахта доступна сверху. Вода, направляясь к турбине, обтекает шахту с двух сторон через два вытянутых по вертикалям прямоугольных канала (почему генератор, а с ним и агрегат и могут быть названы межпоточными).

Приближаясь к турбине, эти два канала сливаются в один кольцевой конический, который и подводит воду к чисто прямоточной (на данной установке) турбине.

В нашей литературе такие агрегаты называются иногда шахтными, а обычно — полупрямоточными; мы считаем такой термин также неудачным, так как в состав их могут входить, как и есть в данном случае, чисто прямоточные турбины.

10-20 *. ДИАГОНАЛЬНЫЕ И РАДИАЛЬНЫЕ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫЕ ТУРБИНЫ

В § 10-11 был указан ряд преимуществ осевых поворотнолопастных турбин перед радиально-осевыми с жесткими, неповоротными лопастями, в частности: малое снижение к. п. д. при отклонении нагрузки от оптимального режима в сторону ее роста или уменьшения, так называемая «пологость характеристики», хорошая приспособляемость к перемене напора.

Однако радиально-осевые турбины имеют и свои преимущества: они применимы при бо́льших напорах, чем осевые, так как менее подвержены кавитации, имеют при таких напорах бо́льший оптимальный к. п. д.

Было бы желательным сохранить у них эти достоинства, но получить и у них пологую характеристику. Для этого надо, очевидно, делать лопасти и у таких турбин поворотными.

К такой мысли пришел Квятковский, получивший в СССР в 1950 г. патент (оставшийся за границей неизвестным) на две новые системы турбин, названные диагональной и радиальной поворотнолопастными [Л. 104].

Разрез его вертикальной диагональной турбины в одном из вариантов показан на рис. 10-32, вид ее колеса — на рис. 10-33.

Оба привода (к лопаткам и лопастям) осуществлены поводками при помощи шаровых, а не цилиндрических шарниров.

При диаметре втулки, равном 0,65 диаметра колеса, на нем может быть размещено до 10 лопастей. У осевых турбин увеличение чис-

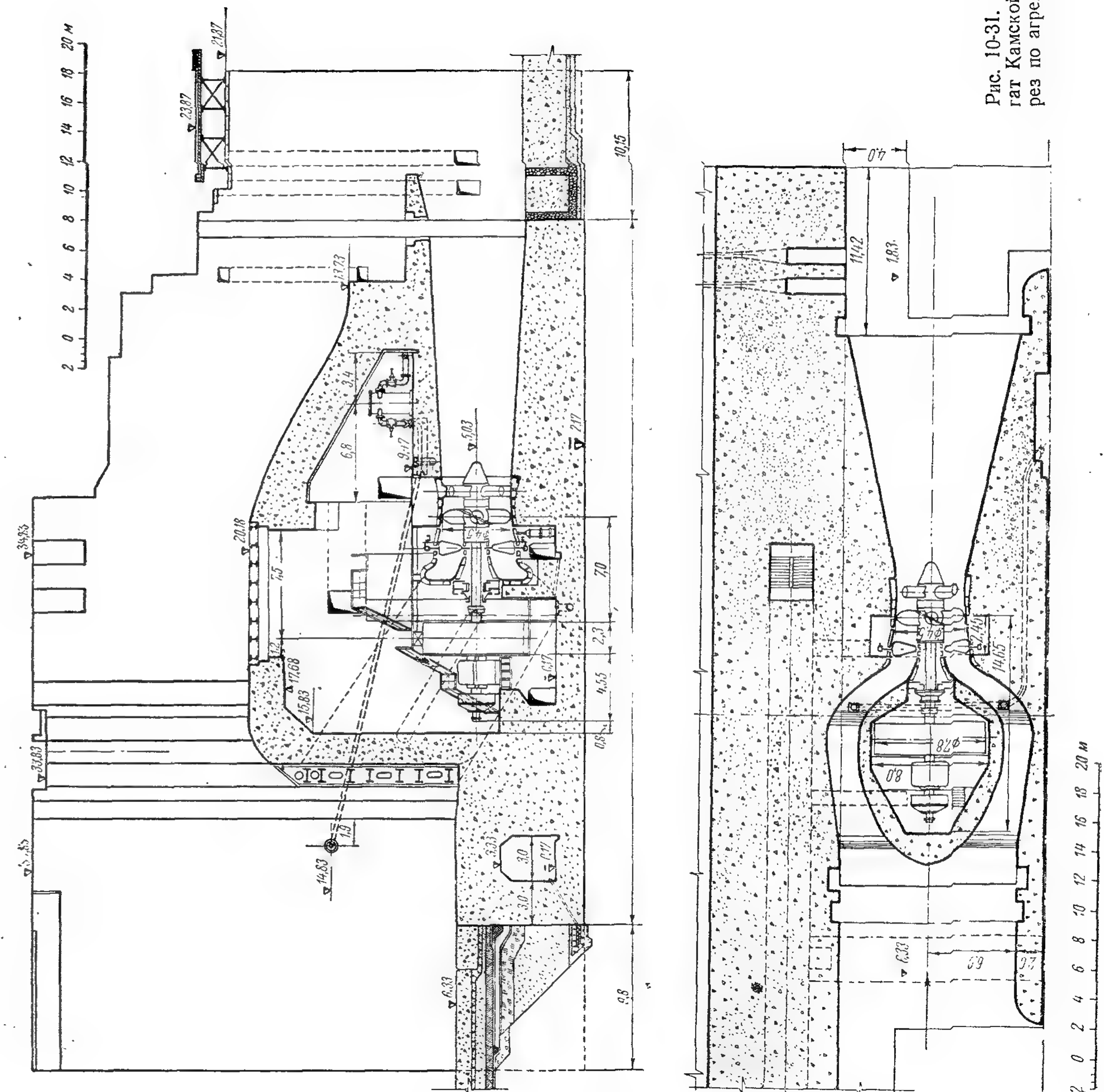
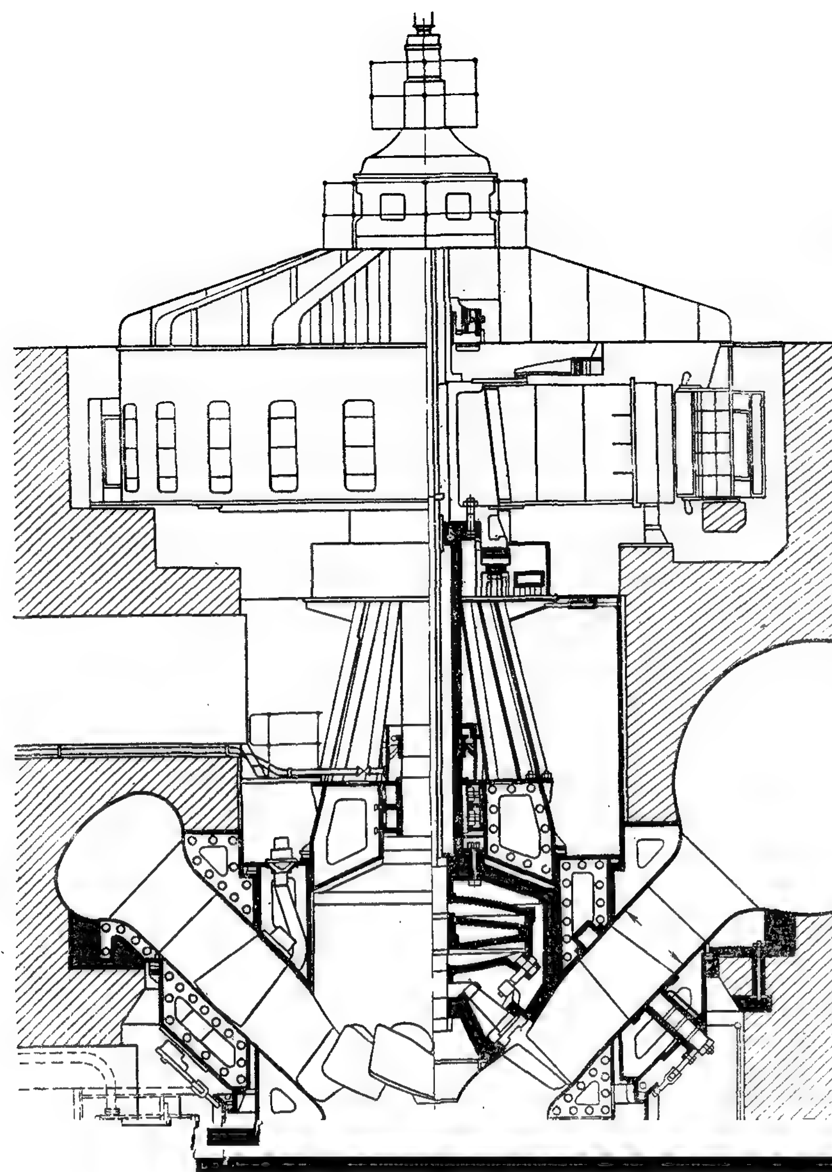


Рис. 10-31. Межпоточный агрегат Камской гидростанции (разрез по агрегату (*а*) и план (*б*).



Конструктивно затруднителен переход внешней стенки колесной камеры от сферы к горловине отсасывающей трубы. При крутом повороте очертания происходит отрыв потока от стенки, при очень пологом — сужается горловина. То и другое повышает кавитационную опасность.

Турбина названа диагональной потому, что оси лопастей лежат в разрезе не на горизонтальной линии, а на наклонной, т. е. как бы на диагонали какого-то прямоугольника. С другой стороны, и поток в колесе движется в общем не радиально и не в осевом направлении, а тоже по какой-то «диагонали». Такая система получает марку «Д».

Диагональная турбина должна иметь при больших напорах лучший к. п. д., нежели поворотнолопастная, так как, во-первых, в конструкции избегается поворот закрученного потока в предлопастном пространстве (рис. 10-32), а, во-вторых, кольцевой поток сливается под колесом в цилиндрический плавно, не образуя под коротким, острым обтекателем «теневой» зоны с вредными водоворотами (ср. § 10-11). Если у поворотно-лопастной турбины во избежание этой зоны приходится удлинять обтекатель, вследствие этого уве-

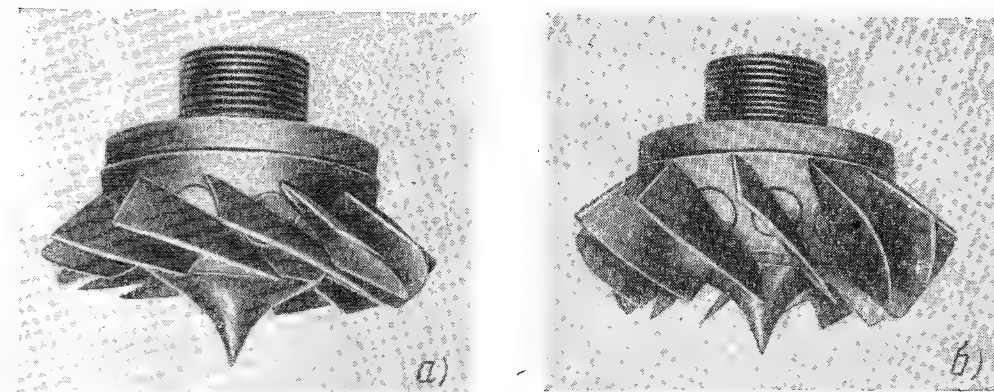


Рис. 10-33. Колесо диагональной поворотнолопастной турбины.

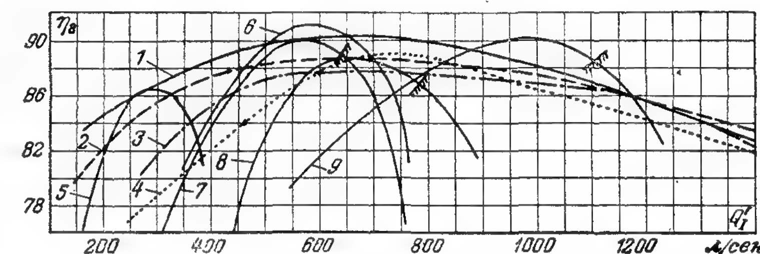


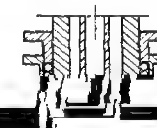
Рис. 10-34. Сравнение характеристики диагональной поворотнолопастной турбины с характеристиками турбин радиально-осевых.

у остальных, и что она при тех же напоре и диаметре пропускает больший расход, а следовательно, дает и бо́льшую мощность; у нее почти на 50% больше и оборотность, что удешевляет генератор.

Модели таких турбин в разных вариантах исследуются в лабораториях Москвы и Ленинграда с 1952 г. Наибольший замеренный на аэростенде гидравлический к. п. д. модели диаметром 400 *мм* равен 93%. Оптимальные приведенные оборотности 84—92, расходы 0,65—0,74 *м³/сек*, быстроходности 230—265. Топограммы такой турбины (с 10 лопастями) см. на рис. 11-30.

Сравнение параметров двух турбин для условий напора 83 *м* и мощности 300 *Мвт* показывает: у радиально-осевой турбины РО82 диаметр 6,6 *м*, оборотность 98, у диагональной — соответственно 6 *м* и 165. Есть решение такую турбину установить в качестве опытной

швейцарец П. Дериаз, инженер английского завода Инглиш Электрик Компани, начал, как он сам указывает, в 1952 г. обдумывать, а затем и сконструировал турбину новой системы, называемой за границей поворотнолопастной турбиной Френсиса или турбиной Дериаза. Ее лабораторные исследования были начаты



ходе из отсасывающей трубы), то определяется при этом, очевидно, не собственный (§ 7-4), а полный к. п. д. турбины. Подробнее о видах напора у турбины см. § 7-12.

Для замера оборотности применяются отдельные счетчик оборотов и секундомер, а также предпочтительно тахоскоп, т. е. прибор, измеряющий число оборотов за указываемое им же время. Работающие от центробежной силы тахометры неточны и для точных замеров непригодны.

Расход определяется по водосливу или помещаемым на питательном трубопроводе дроссельным приборам (расходомеру Вентури, мерному соплу или шайбе). И водослив и эти приборы должны предварительно тарироваться объемным или весовым способом.

Мощность измеряется тормозами различных конструкций. Наиболее простым и старым из них является колодочный тормоз Прони (рис. 11-1): сидящий на валу турбины шкив с гладким ободом зажимается болтами между колодками *b* и *c*; одна из них имеет рычаг *d* постоянной длины *l*. Его конец опирается на площадку весов *e*. Между колодками развиваются силы трения; момент их при равномерном вращении вала равен моменту *M*, развиваемому турбиной. Ему же равен момент *Pl* силы *P*, действующей на весы и определяемой ими. Тогда момент в килограммометрах

$$M = Pl \qquad (11\text{-}1)$$

и мощность турбины

$$N = \frac{Mn}{972}\ квт = \frac{Mn}{716{,}2}\ л.\ с. \qquad (11\text{-}2)$$

Центр тяжести колодок с рычагом при горизонтальном вале должен быть расположен над осью вала или же момент их силы тяжести должен быть учтен в моменте, замеряемом весами.

Нужный режим устанавливается так. Напор держится приблизительно постоянным, свойственным данному стенду. Открытие *a* и разворот φ устанавливаются по желанию. Дается некоторое нажатие колодкам затяжкой их болтов. Турбина приходит во вращение

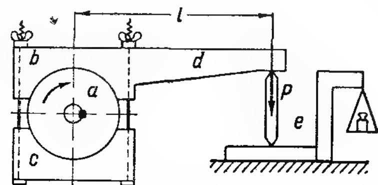


Рис. 11-1. Схема колодочного тормоза на горизонтальном валу.

с некоторой оборотностью. Если желателен режим с меньшей или большей оборотностью, то соответственно изменяют затяжку болтов колодок. При этом меняется, конечно, и расход, почему необходимо или регулировать производительность работающего на стенд насоса, или излишек его расхода сливать из верхнего бьефа стенда через водослив так, чтобы не менялся уровень этого бьефа, а следовательно, и напор.

Так как напор в серии опытов все же может оказаться несколько различным, то замеренные *Q*, *n* и *N* перечисляются по § 4-2 на некоторый однообразный напор — или средний для серии, или нормальный для данного стенда.

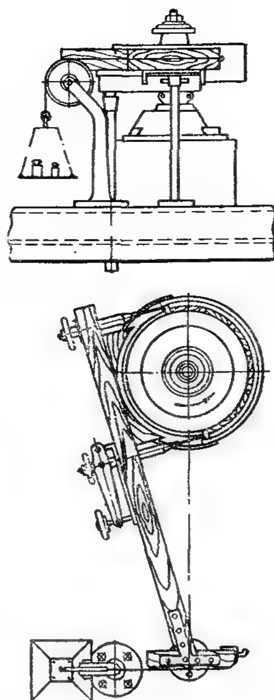


Рис. 11-2. Тормоз с рядом колодок на ленте на вертикальном валу.

Чаще это перечисление делается на напор и диаметр, равные 1 *м*, т. е. прямо вычисляются приведенные величины Q_I', n_I', N_I' по (4-29)—(4-31). Однако в протоколах и далее на характеристиках (§ 11-8) к. п. д. указывается без перечисления и именно тот, который был замерен на модели; также без перечисления указывается и абсолютное открытие *a* направителя (обычно в миллиметрах).

Тормоз описанного вида теперь почти не употребляется. Предпочитаются другие механические тормоза с заменой одной или обеих колодок лентой или веревкой или рядом веревок; иногда между веревками и шкивом помещаются небольшие деревянные колодки. Есть ряд приспособлений для постепенной мягкой подтяжки ленты или веревки двуплечим рычагом (например, рис. 11-2); тогда тормоз становится более чувствительным, т. е. становится возможным момент его трения изменять очень понемногу и получать малые изменения оборотности.

Энергия турбины переводится в тормозе в тепло. Сухая поверхность скольжения меняет при нагреве свой коэффициент трения. Чтобы этот коэффициент и работа тормоза были устойчивыми, на шкив подается смазка. Чтобы тормоз не перегревался, шкив охлаж-

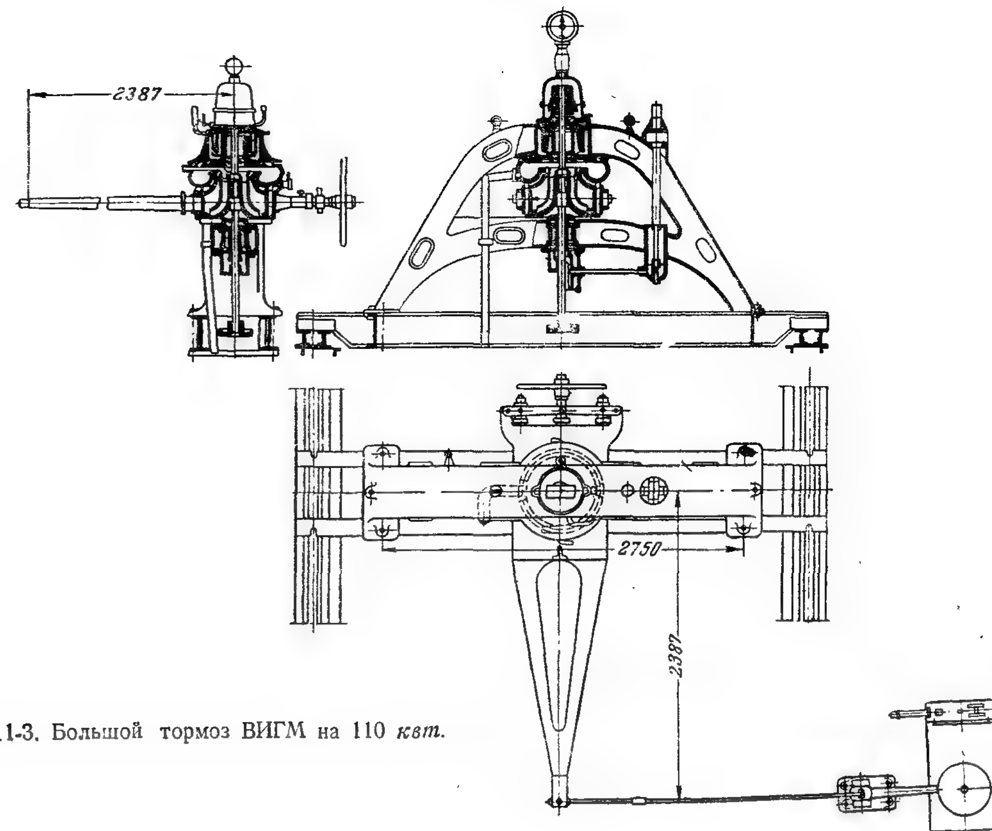


Рис. 11-3. Большой тормоз ВИГМ на 110 *квт*.

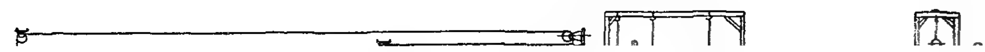
дают, для чего внутри него располагается полость, заполняемая водой (рис. 11-3). Вода прижимается центробежной силой к внутренней поверхности обода шкива и охлаждает ее. Холодная вода все время подается струйкой в эту полость, а лишняя, нагретая вода сбегает прочь. Однако на ускорение подаваемой воды и ее выброс тратится часть энергии, которая должна прибавляться к полезной мощности турбины.

Более совершенным в некоторых отношениях тормозом являются так называемые генератор-весы (генератор-динамометр). При них на вал турбины насаживается ротор электрогенератора постоянного тока. Статор генератора опирается на подшипники, соосные с этим валом, и может, несколько повертываясь, качаться около своей оси. При вращении ротор стремится вовлечь во вращение и статор. Этому препятствует связь (рычагом или тягой) статора с весами. По плечу и усилию на них определяются момент и затем мощность. Изменение нагрузки достигается возбуждением генератора.

Ни при каком тормозе нельзя испытывать турбину при очень малой оборотности, так как тогда не удается поддерживать ее постоянной. Но соответствующие режимы практически мало интересны. Стенды, приспособленные для точного определения к. п. д. модели, называются обычно энергетическими в отличие от стендов кавитационных (§ 11-15), которые приспособлены и для определения кавитационного коэффициента.

На рис. 11-4 дана схема большого энергетического стенда ВИГМ. Здесь видны: трубы *1*, подающие воду от насосов в верхний бьеф; турбина *2*; тормоз *3*; поплавки *4* и *5* для двух бьефов с приводом на стрелочные указатели; водосливы *6* в виде воронок для поддержания постоянного уровня в нижнем бьефе; мерный водослив *7*, перед ним — поплавок *8* для замера на нем напора и успокоители *9*, внизу — два сбросных резервуара, один из которых служит для объемной тарировки водослива.

Турбинные модели успешно испытываются с пропуском через них под напором не воды, а воздуха на воздушных или аэростендах. Для работы на таких стендах требуются меньшая энергия и более легкое оборудование. На них, однако удобно определять лишь гидравлический к. п. д., а не полный, так как механические потери в них велики.



Здесь корпуса трех подшипников турбинного вала рис. 2-1, 10-4, 10-6 и 10-22; их алгебраическое

ходе из отсасывающей трубы), то определяется при этом, очевидно, не собственный (§ 7-4), а полный к. п. д. турбины. Подробнее о видах напора у турбины см. § 7-12.

Для замера оборотности применяются отдельные счетчик оборотов и секундомер, а также предпочтительно тахоскоп, т. е. прибор, измеряющий число оборотов за указываемое им же время. Работающие от центробежной силы тахометры неточны и для точных замеров непригодны.

Расход определяется по водосливу или помещаемым на питательном трубопроводе дроссельным приборам (расходомеру Вентури, мерному соплу или шайбе). И водослив и эти приборы должны предварительно тарироваться объемным или весовым способом.

Мощность измеряется тормозами различных конструкций. Наиболее простым и старым из них является колодочный тормоз Прони (рис. 11-1): сидящий на валу турбины шкив с гладким ободом зажимается болтами между колодками *b* и *c*; одна из них имеет рычаг *d* постоянной длины *l*. Его конец опирается на площадку весов *e*. Между колодками развиваются силы трения; момент их при равномерном вращении вала равен моменту *M*, развиваемому турбиной. Ему же равен момент *Pl* силы *P*, действующей на весы и определяемой ими. Тогда момент в килограммометрах

$$M = Pl \qquad (11\text{-}1)$$

и мощность турбины

$$N = \frac{Mn}{972}\ квт = \frac{Mn}{716{,}2}\ л.\ с. \qquad (11\text{-}2)$$

Центр тяжести колодок с рычагом при горизонтальном вале должен быть расположен над осью вала или же момент их силы тяжести должен быть учтен в моменте, замеряемом весами.

Нужный режим устанавливается так. Напор держится приблизительно постоянным, свойственным данному стенду. Открытие *a* и разворот φ устанавливаются по желанию. Дается некоторое нажатие колодкам затяжкой их болтов. Турбина приходит во вращение

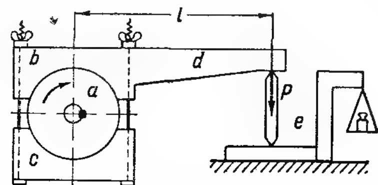


Рис. 11-1. Схема колодочного тормоза на горизонтальном валу.

с некоторой оборотностью. Если желателен режим с меньшей или большей оборотностью, то соответственно изменяют затяжку болтов колодок. При этом меняется, конечно, и расход, почему необходимо или регулировать производительность работающего на стенд насоса, или излишек его расхода сливать из верхнего бьефа стенда через водослив так, чтобы не менялся уровень этого бьефа, а следовательно, и напор.

Так как напор в серии опытов все же может оказаться несколько различным, то замеренные *Q*, *n* и *N* перечисляются по § 4-2 на некоторый однообразный напор — или средний для серии, или нормальный для данного стенда.

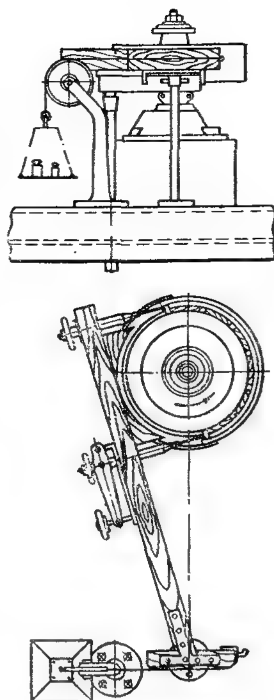


Рис. 11-2. Тормоз с рядом колодок на ленте на вертикальном валу.

Чаще это перечисление делается на напор и диаметр, равные 1 *м*, т. е. прямо вычисляются приведенные величины Q_I', n_I', N_I' по (4-29)—(4-31). Однако в протоколах и далее на характеристиках (§ 11-8) к. п. д. указывается без перечисления и именно тот, который был замерен на модели; также без перечисления указывается и абсолютное открытие *a* направителя (обычно в миллиметрах).

Тормоз описанного вида теперь почти не употребляется. Предпочитаются другие механические тормоза с заменой одной или обеих колодок лентой или веревкой или рядом веревок; иногда между веревками и шкивом помещаются небольшие деревянные колодки. Есть ряд приспособлений для постепенной мягкой подтяжки ленты или веревки двуплечим рычагом (например, рис. 11-2); тогда тормоз становится более чувствительным, т. е. становится возможным момент его трения изменять очень понемногу и получать малые изменения оборотности.

Энергия турбины переводится в тормозе в тепло. Сухая поверхность скольжения меняет при нагреве свой коэффициент трения. Чтобы этот коэффициент и работа тормоза были устойчивыми, на шкив подается смазка. Чтобы тормоз не перегревался, шкив охлаждают, для чего внутри него располагается полость, заполняемая водой (рис. 11-3). Вода прижимается центробежной силой к внутренней поверхности обода шкива и охлаждает ее. Холодная вода все время подается струйкой в эту полость, а лишняя, нагретая вода сбегает прочь. Однако на ускорение подаваемой воды и ее выброс тратится часть энергии, которая должна прибавляться к полезной мощности турбины.

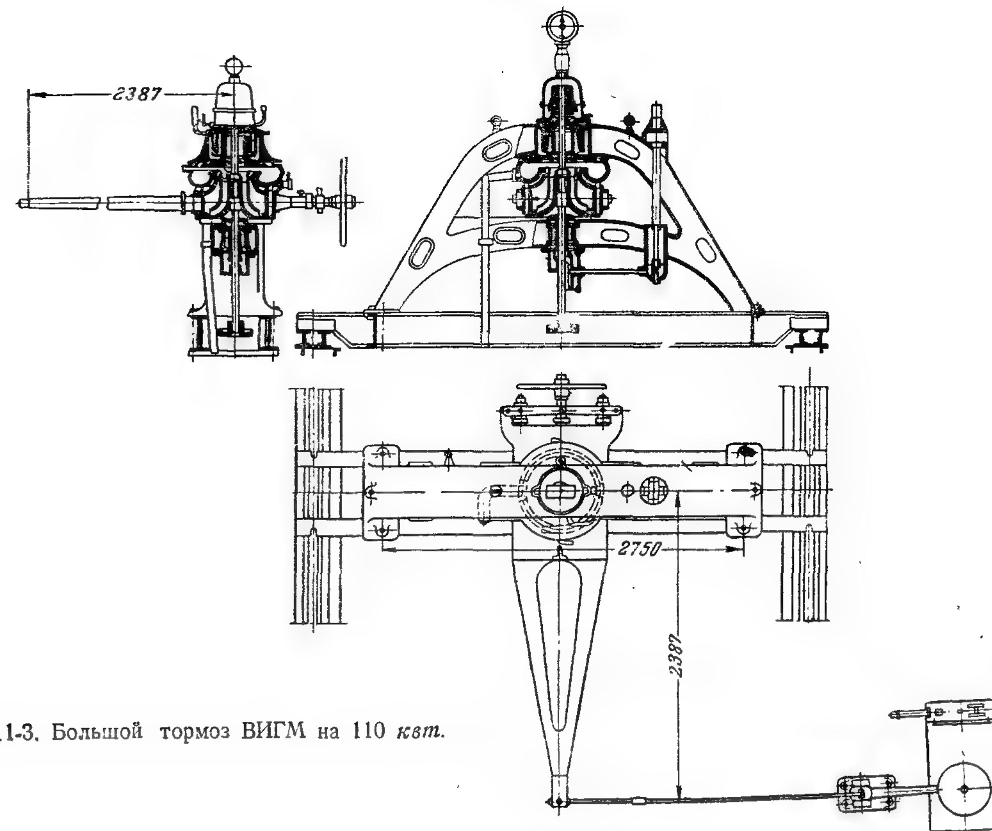


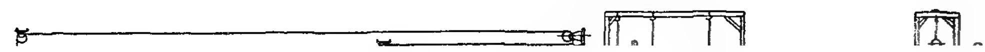
Рис. 11-3. Большой тормоз ВИГМ на 110 *квт*.

Более совершенным в некоторых отношениях тормозом являются так называемые генератор-весы (генератор-динамометр). При них на вал турбины насаживается ротор электрогенератора постоянного тока. Статор генератора опирается на подшипники, соосные с этим валом, и может, несколько повертываясь, качаться около своей оси. При вращении ротор стремится вовлечь во вращение и статор. Этому препятствует связь (рычагом или тягой) статора с весами. По плечу и усилию на них определяются момент и затем мощность. Изменение нагрузки достигается возбуждением генератора.

Ни при каком тормозе нельзя испытывать турбину при очень малой оборотности, так как тогда не удается поддерживать ее постоянной. Но соответствующие режимы практически мало интересны. Стенды, приспособленные для точного определения к. п. д. модели, называются обычно энергетическими в отличие от стендов кавитационных (§ 11-15), которые приспособлены и для определения кавитационного коэффициента.

На рис. 11-4 дана схема большого энергетического стенда ВИГМ. Здесь видны: трубы *1*, подающие воду от насосов в верхний бьеф; турбина *2*; тормоз *3*; поплавки *4* и *5* для двух бьефов с приводом на стрелочные указатели; водосливы *6* в виде воронок для поддержания постоянного уровня в нижнем бьефе; мерный водослив *7*, перед ним — поплавок *8* для замера на нем напора и успокоители *9*, внизу — два сбросных резервуара, один из которых служит для объемной тарировки водослива.

Турбинные модели успешно испытываются с пропуском через них под напором не воды, а воздуха на воздушных или аэростендах. Для работы на таких стендах требуются меньшая энергия и более легкое оборудование. На них, однако удобно определять лишь гидравлический к. п. д., а не полный, так как механические потери в них велики.



Здесь корпуса трех подшипников турбинного вала рис. 2-1, 10-4, 10-6 и 10-22; их алгебраическое

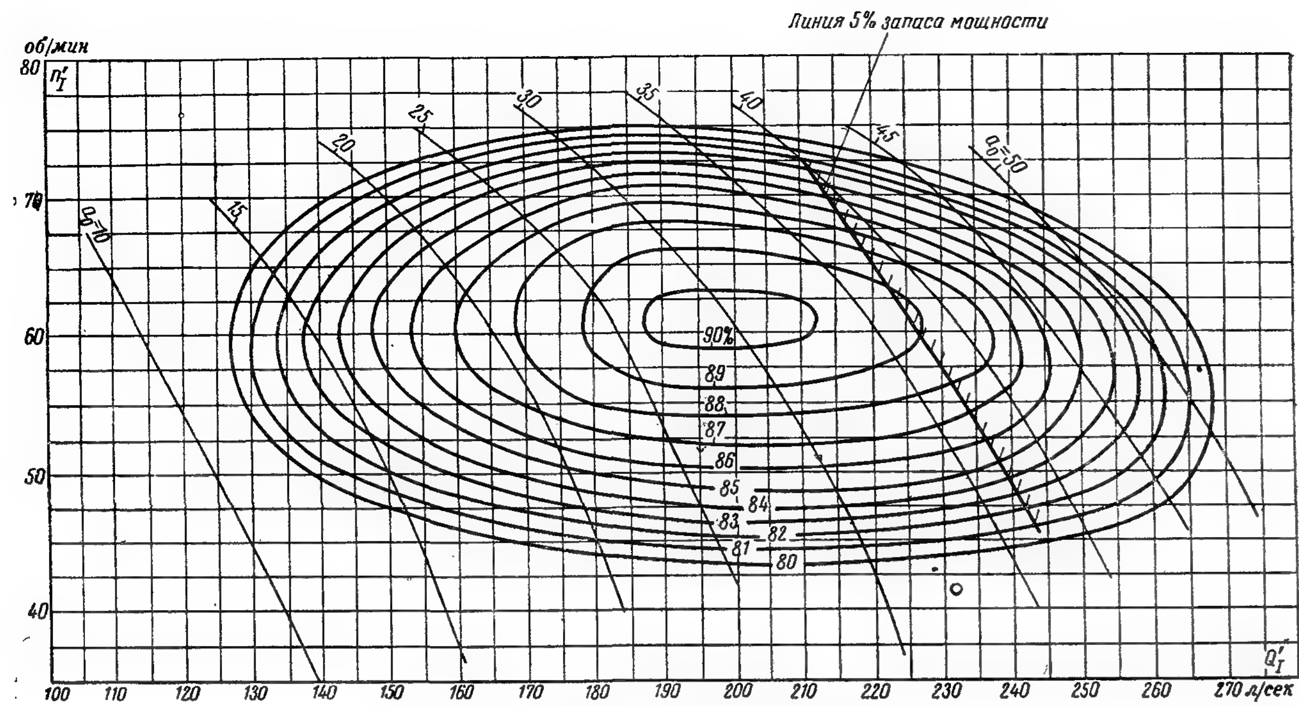


Рис. 11-19. Приведенная топограмма типа Р553-ВМ.

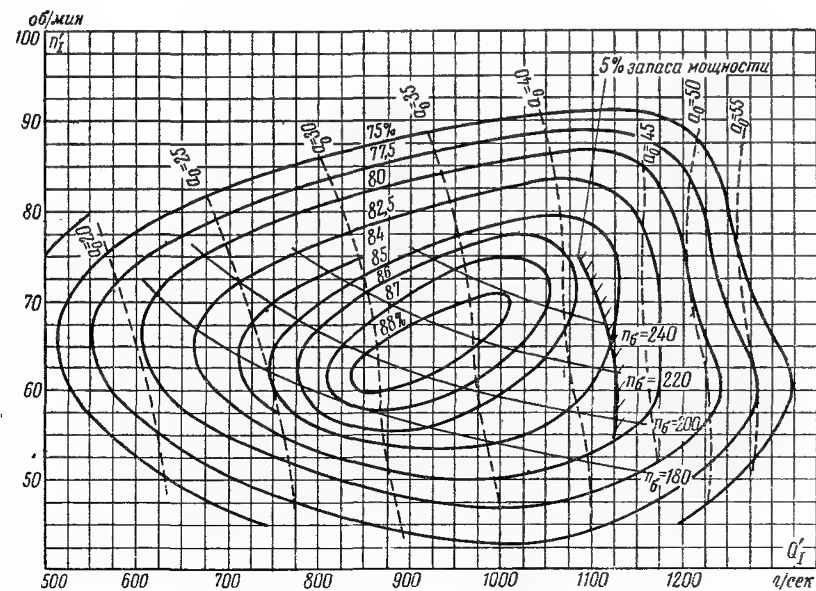


Рис. 11-20. Приведенная топограмма Р100-ВМ-46.

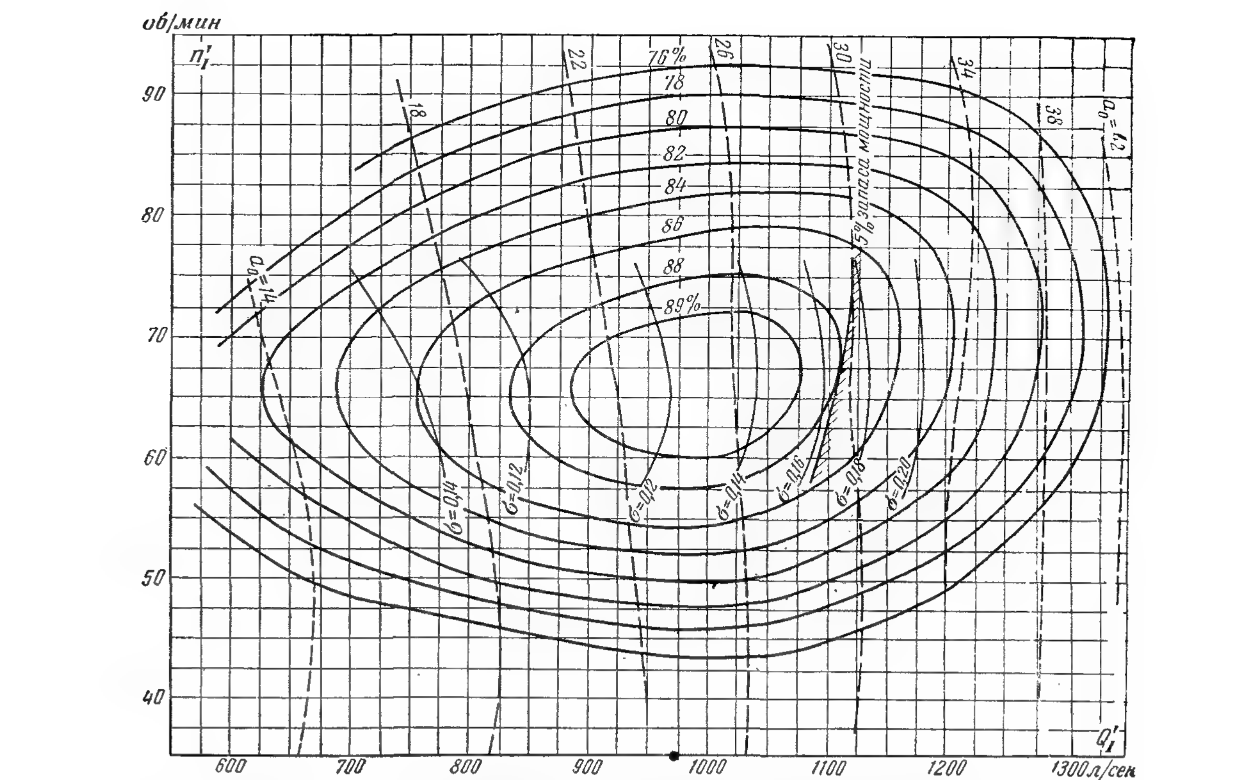


Рис. 11-21. Приведенная топограмма радиально-осевой турбины Р211.

Условия испытания: вал вертикальный, камера спиральная, отсасывающая труба с коленом № 15 и бычком; $D = 0{,}46$ *м*; $b_0 = 0{,}138$ *м*; $z_0 = 24$; $z_1 = 14$; $H = 4$ *м*; $H_{\text{отс}} = -0{,}103$ *м*; подрезки: входной кромки на диаметр 0,396/0,402 *м*, выходной — 0 — 35 *м*.

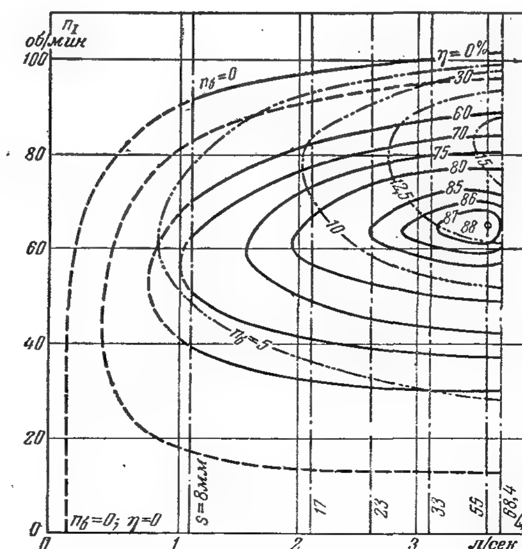


Рис. 11-22. Приведенная топограмма ковшовой турбины.

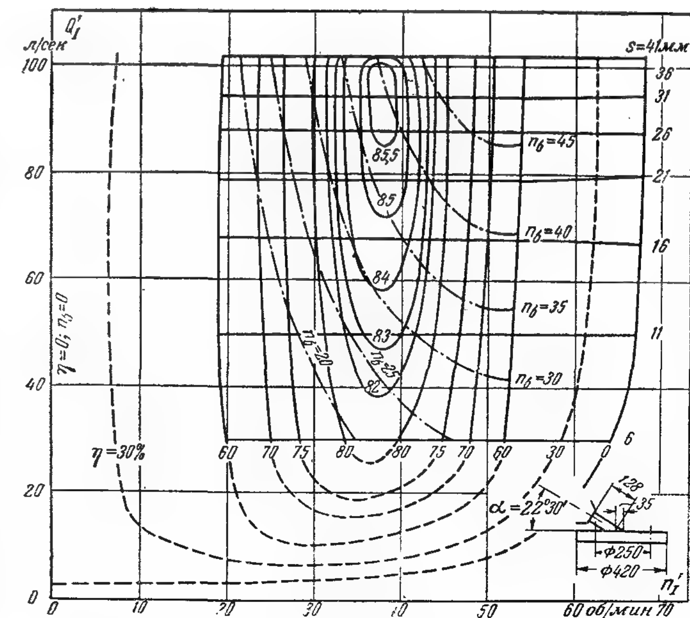


Рис. 11-23. Приведенная топограмма наклонноструйной турбины.

11-12. ПРИВЕДЕННЫЕ ТОПОГРАММЫ КРЫЛОВЫХ ТУРБИН

Топограммы пропеллерных турбин (рис. 11-24) вытянуты вдоль оси оборотностей и сплющены вдоль оси расходов; это показывает, что такие турбины хорошо работают лишь при определенной нагрузке (рис. 11-12).

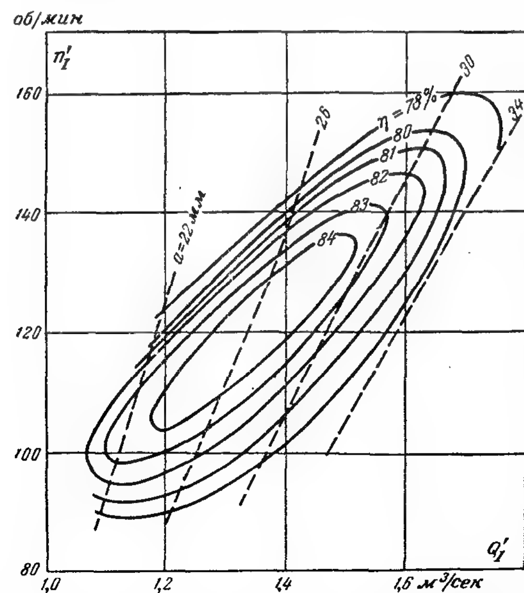


Рис. 11-24. Приведенная топограмма пропеллерной (винтовой) турбины при $\varphi = +15°$.

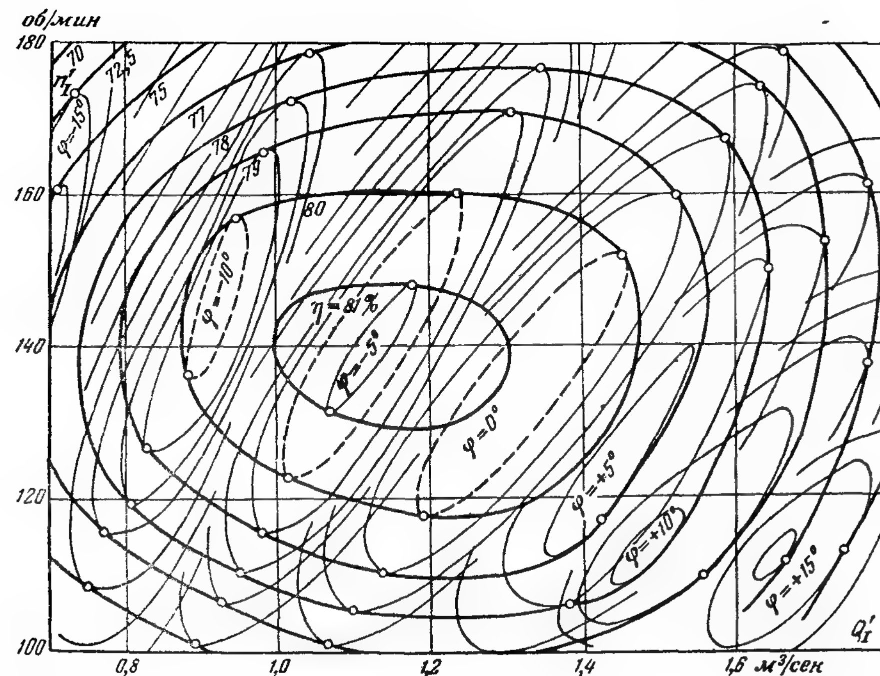


Рис. 11-25. Построение приведенной топограммы поворотнолопастной турбины по частным пропеллерным (винтовым) характеристикам.

Чем меньше разворот крыльев, тем меньше расходы и мощности; поэтому в одном поле координат можно поместить несколько таких узких топограмм одного типа с разными разворотами (рис. 11-25).

Поворотнолопастная турбина может рассматриваться как объединение бесчисленного множества пропеллерных одного и того же определяемого формой лопастей типа с плавным изменением разворота. Она должна использовать только лучшие режимы частных пропеллерных турбин, что и определяет оптимальную комбинаторную (сочетательную) связь (зависимость) между открытиями a направителя и разворотами φ рабочих лопастей. Однако натурные турбины работают с комбинаторной связью по разным причинам не всегда оптимальной, что снижает их к. п. д. Одной из задач их испытаний является улучшение этой связи (§ 19-2).

Приведенная топограмма поворотнолопастной турбины имеет изолинии открытия и разворота; в этом смысле она называется комбинаторной; она может, конечно, быть и оптимальной и неоптимальной.

Построение такой оптимальной топограммы наглядно производим так. На поле приведенной топограммы наносятся топограммы пропеллерной турбины с разными разворотами φ (рис. 11-25). На них выделяются изолинии равных к. п. д., например на рисунке пунктиром выделены три такие изолинии с к. п. д., равным 80%. Проводится контур, плавно огибающий эти изолинии и касающийся их снаружи. Это и будет изолиния такого к. п. д. поворотнолопастной турбины, так как вне этой изолинии к. п. д. меньше, а внутри — больше, чем 80%. Так проводятся изолинии и других значений к. п. д.

Практически построение топограммы поворотнолопастной турбины производится менее наглядно, но точнее, например, так. Набор частных пропеллерных турбин с разными разворотами испытывается при ряде разных приведенных оборотностей n_I'. Для каждой такой оборотности строится график по рис. 11-26.

На графике по опытным точкам строятся расходные характеристики *1, 2, 3*: $\eta = f(Q_I')$ испытанных турбин при разворотах φ_1, φ_2 и φ_3. Под ними строятся соответствующие характеристики открытий *4, 5, 6*: $a = f(Q_I')$. По первым характеристикам проводится огибающая *7-7*. Определяются точки касания *a, b, c* и под ними находятся соответствующие открытия *d, e, f*. По последним проводится кривая оптимальных открытий *8-8*.

На соответствующей данному n_I' горизонтали приведенной топограммы поворотнолопастной турбины откладываются абсциссы точек *a, b, c*. Получаются точки для изолиний разворотов φ_1, φ_2, φ_3. Далее, кривая *7-7* рассекается горизонталями на ординатах круглых значений η_1, η_2, η_3. Абсциссы точек *g, h, i, k*, отложенные на той же горизонтали топограммы, определяют точки для изолиний к. п. д. Кривая *8-8* сечется горизонталями на ординатах круглых значений открытий. Абсциссы точек *n, p, q, r* дают на горизонтали точки для изолиний открытия.

Построение таких точек известных к. п. д., открытий и разворотов на горизонталях разных приведенных оборотностей позволяет покрыть топограмму изолиниями трех названных величин. Получаемая топограмма имеет вид, изображенный, например, на рис. 11-27. Такая топограмма крыловой турбины может в отличие от набора пропеллерных топограмм (рис. 11-25) именоваться комбинаторной, так как она построена по наиболее благоприятным (в отношении величины к. п. д.) комбинациям открытий с разворотами. Раньше такую топограмму часто называли каплановской.

На разных горизонталях топограммы (при различных значениях n_I') получаются разные

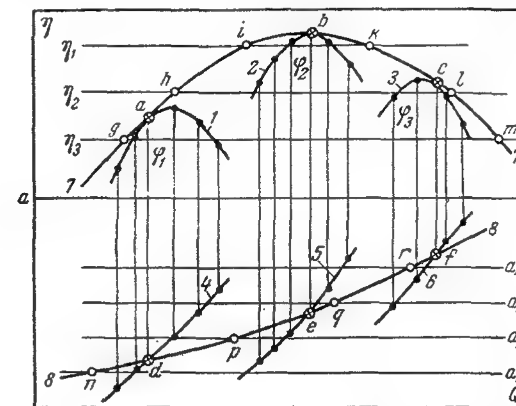


Рис. 11-26. Построение характеристики поворотнолопастной турбины и оптимальной комбинаторной связи для $n_I' = \text{const}$

сочетания: на одной при некотором развороте требуется одно открытие, на другой при том же развороте — иное. При работе турбины всегда с одной оборотностью разные приведенные оборотности соответствуют работе турбины при разных напорах: чем меньше напор, тем выше n_I'. Отсюда следует, что в состав автоматического регулирования турбины должен входить механизм, способный менять эту связь в зависимости от напора. Это изменение может происходить автоматически от датчиков, учитывающих разность верхнего и нижнего уровней (или прямо напор). Так как напор меняется медленно, то это изменение связи можно производить и ручным воздействием на механизм, смотря по надобности, например 1 раз в день или неделю.

Используя набор топограмм частных пропеллерных характеристик, можно построить топограмму лопаточной лопастно-регулируемой турбины (§ 10-6), что, кажется, впервые сделано нами [Л. 270]. Такая топограмма строится по точкам пересечения на частных топограммах изолиний избранного открытия с изолиниями к. п. д. Выгодно открытие брать несколько бо́льшим, чем оптимальное.

11-13. ПРИВЕДЕННЫЕ ТОПОГРАММЫ СОВЕТСКИХ ТИПОВ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Приведенные топограммы типов, вошедших в современную нормальную номенклатуру Советского Союза (§ 13-2), полностью помещены в [Л. 229], частью — в [Л. 100, 275 и 45], более старых типов — в [Л. 228].

Однако прогресс в области гидротурбиностроения приводит к тому, что имеющиеся турбины быстро вытесняются новыми, более совершенными образцами.

На рис. 11-28 даем топограмму диагональной поворотнолопастной турбины Квятковского (§ 10-20), испытанной на модели диаметром 0,35 *м* с 10 лопастями и 24 лопатками; относительный диаметр втулки 0,65. Даны изолинии угла лопаток α_0; под ним разумеется дополнительный до 90° угол между продольной осью лопатки и линией, соединяющей ось турбины с осью поворота лопатки.

11-14. НАПОРНО-РАСХОДНАЯ ТОПОГРАММА И СЕТОЧНОЕ ПЕРЕСТРОЕНИЕ ТОПОГРАММ

Приведенная (расходнооборотная) топограмма $\eta = f(Q_I', n_I')$ может быть перестроена в ряд других видов, например в топограмму напорно-расходную $\eta = f(H, Q)$. Топограммы такого вида применяются для сравнительного подбора турбин по режимному графику гидростанции (§ 13-6).

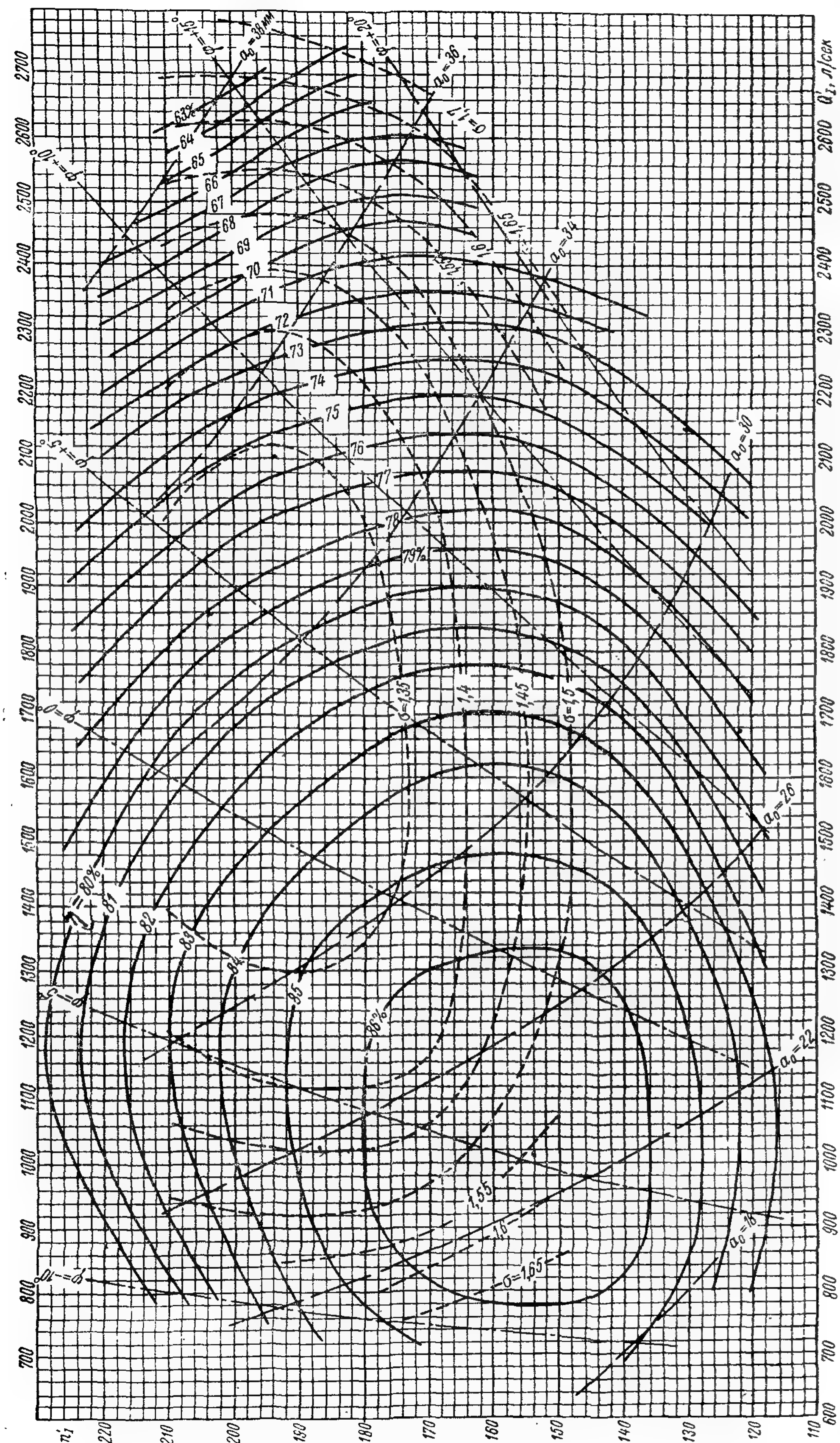


Рис. 11-27. Приведенная топограмма поворотнолопастной турбины П592.

Условия испытания: вал вертикальный; спиральная камера с углом охвата 135°; отсасывающая труба с коленом 4С; $D = 0,46$ *м*, $b_0 = 0,184$ *м*, $z_0 = 32$, $H = 3,5$ *м*.

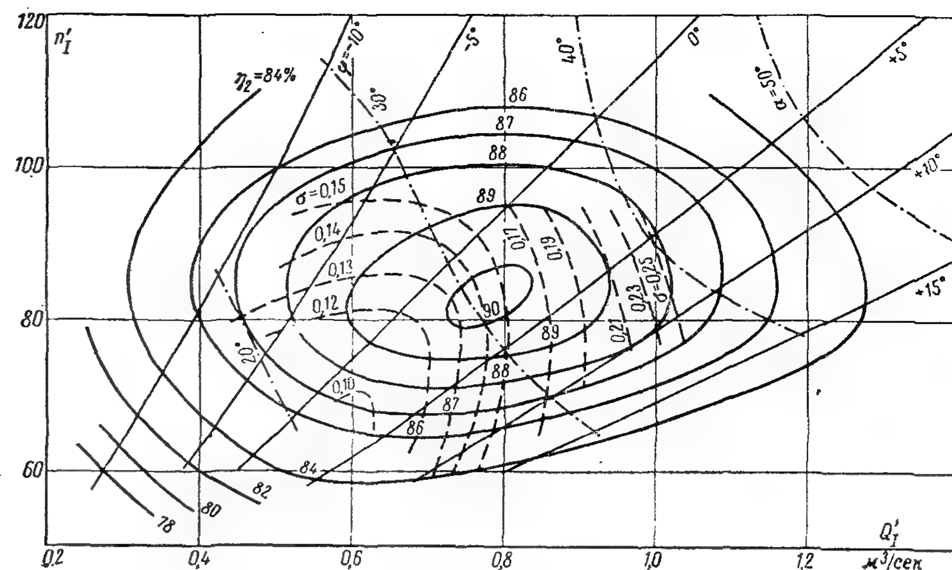


Рис. 11-28. Топограмма диагональной поворотнолопастной турбины Квятковского Д45-ВК-35 с изолиниями гидравлического к. п. д. $\eta_г$ и угла лопаток α_0.

Перестроение может быть произведено по точкам. Тогда на каждой изолинии к. п. д. намечается несколько определяющих ее очертание точек. При пересчете их режимов предполагаются известными диаметр D и оборотность n намеченной турбины.

Мы имеем по § 4-6:

$$Q = Q'_I \sqrt{H} D^2; \quad n = \frac{n'_I \sqrt{H}}{D}, \quad (11\text{-}10)$$

откуда получаем:

$$Q = nD^3 \frac{Q'_I}{n'_I}; \quad (11\text{-}11)$$

$$H = \frac{n^2 D^2}{(n'_I)^2}. \quad (11\text{-}12)$$

Имеем, следовательно, для каждой точки ее новые координаты; положения точек в новой их системе определяют очертания изолиний к. п. д.

Гораздо менее трудоемко предложенное нами [Л. 275] сеточное перестроение топограмм одного вида в другой. По этому способу равномерная прямоугольная координатная сетка одной топограммы пересчитывается в иную (тоже прямоугольную и обычно неравномерную или же косоугольную или даже криволинейную) сетку на другой топограмме. Некоторой прямоугольной ячейке одной сетки соответствует на другой некоторая ячейка другой формы. Кривая из одной ячейки переносится в другую на глаз. Любая точность достигается умельчением сетки; для практической точности достаточна довольно грубая сетка.

В данном случае строим на исходной приведенной топограмме (рис. 11-29,*а*) сетку, соответствующую прямоугольной на искомой (рис. 11-29,*б*). На последней точки на отдельных вертикалях имеют абсциссы, равные $H = \text{const}$. На исходной этим вертикалям по (11-12) соответствуют горизонтали с ординатами

$$n'_I = \frac{D \cdot n}{\sqrt{H}} = \text{const}. \quad (11\text{-}13)$$

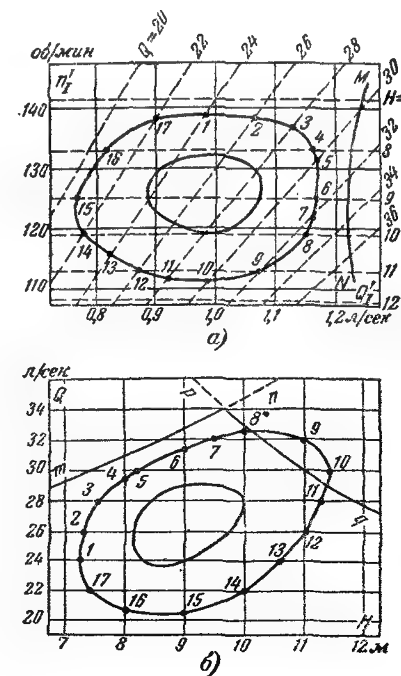


Рис. 11-29. Сеточное перестроение приведенной топограммы в напорно-расходную.

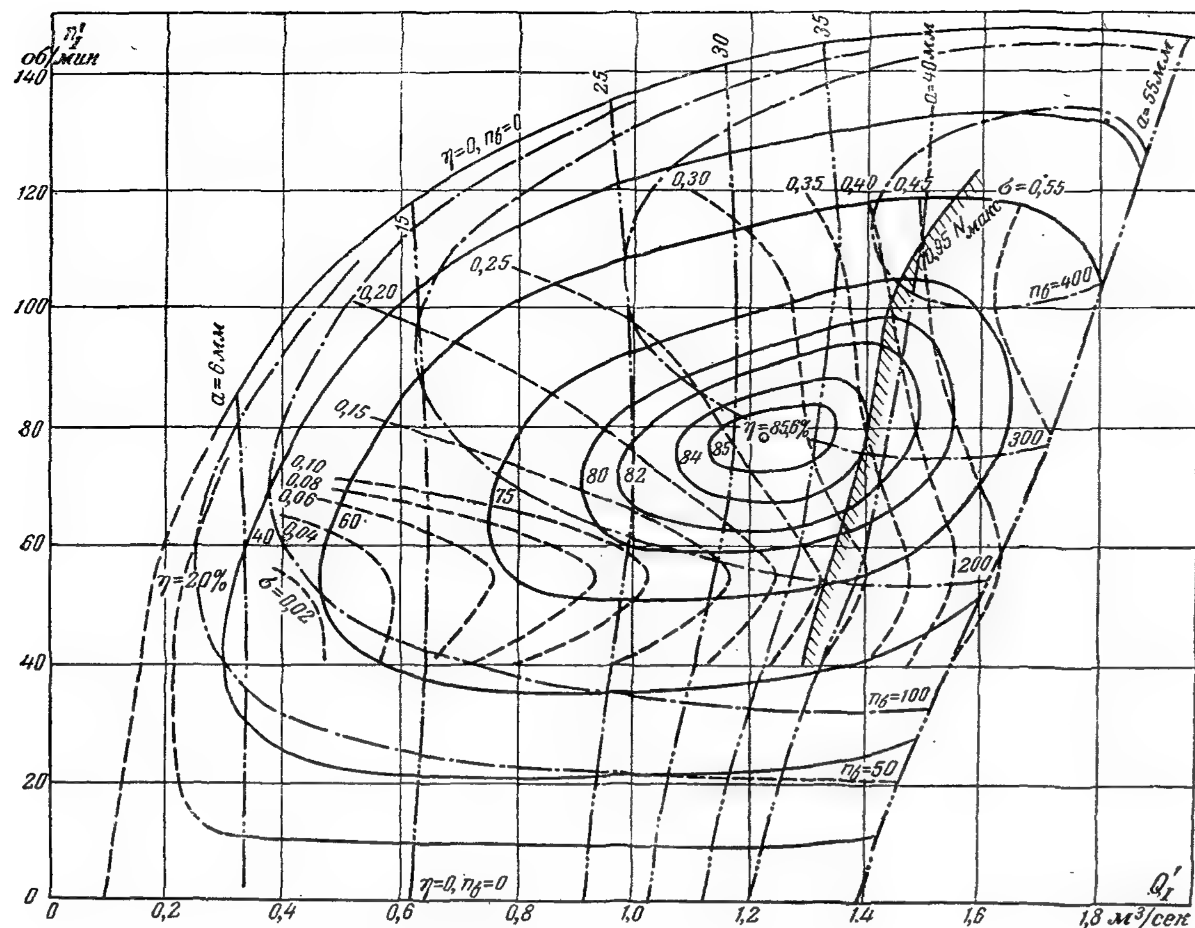


Рис. 11-17. Приведенная топограмма типа Р300-ВМ-27,6.

ми являются расходы, а ординатами — оборотности.

Далее, такая топограмма строится не по значениям этих величин, замеренным при опытах, а по значениям, перечисленным на единичные напор и диаметр турбины, т. е. аргументами являются не Q и n, а Q_I' и n_I' (§ 4-7). Такая топограмма могла бы называться расходнооборотной, приведенной к единичным напору и диаметру; она именуется часто главной универсальной характеристикой; мы ее *называем короче — приведенной топограммой*. На нее обычно наносятся также изолинии открытий a, а часто и изолинии некоторых других величин, например быстроходности и коэффициента кавитации; можно было бы нанести и изолинии приведенных мощностей.

Хотя на такой топограмме расход и оборотность являются приведенными, все же обычно указывают у ее изолиний значения к. п. д. и открытия без пересчета на единичный диаметр, т. е. те их значения, которые были замерены на испытывавшейся модели. Для возможности пересчета к. п. д. на любой диаметр, а открытия также и на иное число направляющих лопаток z_0 на топограмме обязательно указываются диаметр D и z_0 у испытанной модели. Кроме того, здесь указываются типы турбинной камеры и отсасывающей трубы модели, а также средние напор и высота отсасывания, бывшие при испытании, что позволяет судить, насколько далеко была при нем турбина от начала кавитации. Следовало бы тут же указывать и температуру воды.

Коэффициент полезного действия для турбины указывается в соответствии с условиями испытания действительный, т. е. полный, а не собственный (§ 7-4).

Некоторые авторы называют топограммы объемными характеристиками, а линейные — частными.

Если из начала координат провести ряд прямых, секущих приведенную топограмму, то тангенс угла α между такой прямой и осью абсцисс равняется отношению $n_1' : Q_1'$. В § 4-6 мы установили, что это отношение безразмерно. Следовательно, $\operatorname{tg}\alpha$, определяющий порядок лежащих на нем режимов, не зависит от системы мер — метрической (метры) или английской (футы). Отсюда следует, что изолинии к. п. д. двух относящихся к некоторой турбине топограмм, построенных в этих двух разных системах мер, подобны. Тогда можно перевести, положим, английскую топограмму в метрическую, лишь изменив разметку координатных шкал.

Указанные прямые мы называем прямыми подобия [Л. 290].

11-9*. ПОДОБИЕ РЕЖИМОВ ПОДОБНЫХ ТУРБИН НА ПРИВЕДЕННОЙ ТОПОГРАММЕ

Режимы подобных турбин подобны (или изогональны), если у них подобны входные в колесо и выходные из него параллелограммы скоростей (§ 3-4); это можно распространить и на протекание потока по всем промежуточным сечениям колеса.

На приведенной топограмме режим модели характеризуется положением его точки. Спрашивается, какой точкой на ней же характеризуется тот же режим подобной, положим большей, турбины.

Чтобы оба режима были подобными, надо, чтобы и окружная скорость и скорость протекания, а следовательно, и оборотность и расход, изменившись, все же остались пропорциональными своим прежним значениям, т. е. должно быть

$$\frac{n}{Q} = \frac{n_1'}{Q_1'} .$$

Это показывает, что точку режима турбины, подобного модельному, надо искать на прямой подобия (§ 11-9).

Однако новая точка будет смещена вдоль этой прямой. В большей турбине относительные потери снижаются, отчего пропускная способность и оборотность растут пропорционально $\sqrt{\frac{\eta_{н}}{\eta_{м}}}$ (§ 4-3), и точка смещается на бо́льшие

$$Q_{Iн}' = Q_{Iм}' \sqrt{\frac{\eta_{н}}{\eta_{м}}}$$

и

$$n_{Iн}' = n_{Iм}' \sqrt{\frac{\eta_{н}}{\eta_{м}}} .$$

На приведенной топограмме все точки с равными к. п. д. были объединены одной изолинией. Все режимы этой изолинии с ростом диаметра сдвинулись по прямым *подобия прочь от начала координат*; сдвинулась туда и вся изолиния. Очертания изолинии благодаря различным в разных направлениях сдвигам ее точек несколько изменилось; однако *она осталась изолинией одинакового* к. п. д., если принять допустимое (§ 4-4) предположение, что абсолютный прирост к. п. д. при росте диаметра во всех режимах одинаков. Тогда лишь растет на $\Delta\eta_0$ помеченное на изолинии значение к. п. д.

Любопытно здесь еще отметить, что у турбины, изображенной приведенной топограммой и работающей при постоянной оборотности, но при разных напорах, режимы равных расходов находятся на прямых подобия.

Действительно, каждая прямая характеризуется постоянством отношения $Q_1' : n_1'$. Мы же имеем (при подстановке $\sqrt{H}$ из выражения $n_1' = \frac{nD}{\sqrt{H}}$):

$$Q = Q_1' D^2 \sqrt{H} = \frac{Q_1'}{n_1'} nD^3,$$

что и доказывает вышеприведенное положение и, в частности, что Q пропорционально тангенсу угла между осью ординат и названными прямыми; наименьшее нулевое Q — на оси ординат, наибольшее (бесконечно большое) — на оси абсцисс (где бесконечно велик и напор).

11-10. ЛИНИЯ ЗАПАСА МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ

Приведенная топограмма изображает режимы, в которых может работать турбина одного и того же типа, но разнообразных размеров при разнообразных напорах. В одних режимах она будет работать с бо́льшим, в других — с меньшим к. п. д. Может быть поставлен вопрос, во всех ли изображаемых *режимах допустимо практически использовать* турбину; в частности, нет ли парных режимов с одинаковыми напорами, оборотностями и мощностями, но с разными расходами и к. п. д. Очевидно, в каждой такой паре один из режимов с меньшим к. п. д. и бо́льшим расходом должен быть забракован и практически не применяться. Такие невыгодные, вернее *негодные, режимы имеются. Их область* на приведенной топограмме можно отделить от остальной ее части особой линией, которая может быть названа пограничной. Рассмотрим ее построение.

С соответствующими парными режимами мы уже познакомились в § 11-3. Именно при рассмотрении рис. 11-8 мы установили, что с ростом расхода Q растет и мощность N; при этом к. п. д. сперва сильно растет, а затем начинает падать. При расходе OD мощность наибольшая. При дальнейшем его

росте она падает, так как влияние падающего к. п. д. преодолевает влияние растущего расхода. Очевидно, одна и та же мощность может быть получена при двух расходах: меньшем и большем; второй режим как невыгодный никогда не должен использоваться.

Характеристика по рис. 11-8 по существу есть разрез приведенной топограммы (рис. 11-17) по некоторой горизонтальной линии (как бы разрез местности прямолинейным нивелирным ходом). На каждой такой горизонтали может быть найдена точка наибольшей мощности. Объединяющая такие точки линия была бы линией наибольших, 100-процентных для данной оборотности, мощностей.

Предпочитают, однако, проводить пограничную линию несколько левее — обычно там, где мощность достигает 95% своего наибольшего при данной оборотности значения; такую линию называют также линией 5-процентного запаса мощности. Это объясняется отчасти неуверенностью, что характеристика натуры будет вполне соответствовать характеристике модели, отчасти соображениями об устойчивости автоматического регулирования (гл. 14). Именно около максимума мощности регулирование становится мало эффективным: для небольшого увеличения мощности нужно большое увеличение открытия. За линией 100-процентной мощности регулирование вообще нарушается: при перегрузке увеличение регулятором открытия не увеличивает мощность, а уменьшает ее.

Предельное, т. е. наибольшее допустимое для турбины, открытие определяется, вообще говоря, именно пограничной линией. Чтобы открытие не могло вырасти за ее пределы, механизм регулирования натурной турбины снабжается где-то упором, например у регулирующего кольца или штока сервомотора. Иногда пограничная линия прокладывается в соответствии с запасом мощности не 5-, а 3-процентным.

У поворотнолопастных турбин мощность начинает снижаться лишь при очень больших разворотах и открытиях, следовательно при очень больших расходах. В таких режимах работа названных турбин обычно не допускается, так как этому мешают большие коэффициенты кавитации. Поэтому на топограммы таких турбин линия запаса мощности обычно не наносится.

Линия запаса мощности является одной из пограничных линий, отделяющих на топограмме возможные или допустимые при эксплуатации режимы от недопустимых. Другие пограничные линии наносятся по другим соображениям: по допустимой мощности генератора (§ 2-9) и по допустимой в данном режиме высоте отсасывания (§ 8-10). Так как их положение зависит не только от свойств типа (или не только от них), но и от условий установки, то они не указываются на приведенной топограмме, а помещаются на эксплуатационных топограммах, привязанных к таким условиям.

11-11. ОСОБЕННОСТИ ПРИВЕДЕННЫХ ТОПОГРАММ РАЗЛИЧНЫХ ТУРБИННЫХ ТИПОВ

На рис. 11-17 показана приведенная топограмма радиально-осевой турбины с маркой модели Р300-ВМ-27,6; ее быстроходность — около 300. Видно, что область покрытия изолиниями занимает лишь часть всего поля. Только в этой части и возможны рабочие режимы турбины. Эта часть ограничена снизу осью абсцисс — здесь турбина застопорена при разных открытиях, справа — открытием 55 *м* — направитель большего открытия дать не мог, слева и сверху — режимами холостого (разгонного) хода при разных открытиях. За пределами этой линии рабочее колесо диаметром 1 *м* при напоре 1 *м* может вращаться с соответствующими оборотностями лишь при приводе его извне, т. е. с затратой мощности (§ 16-5).

На графике видны изолинии открытий a от 6 до 55 *мм* (при числе лопаток 12). Слева они почти вертикальны, справа — при больших открытиях — они вверху уклоняются вправо. Это характерно для быстроходных турбин и соответствует повышению расходной кривой на рис. 11-13. Открытию $a=0$ соответствует ось ординат (расход равен нулю).

Наиболее важным являются изолинии к. п. д. η. Они показывают, что наибольшее его значение находится где-то внутри наименьшей по размерам изолинии (в вершине топограммы) и равно здесь приблизительно 85,6%. Ему соответствуют оптимальные $Q_{10}'=1{,}22$ *м³/сек*; $n_{10}'=78$; $a_0=32$ *мм*; $n_{б.о}=291$.

Отштрихованная кривая есть линия 5-процентного запаса мощности; ей соответствует открытие около 38 *мм*. Режимы справа от нее использованию не подлежат. На этой линии лежат предельные режимы турбины, из которых наиболее характерен режим при оптимальной оборотности 78 и расходе 1,4; он может быть назван предельно нормальным режимом.

Затем на графике имеются изолинии быстроходности $n_б$ и коэффициента кавитации σ. Видно, что наибольшая быстроходность наблюдается при больших расходах и оборотностях, что естественно. Первые только что упомянутые изолинии теперь часто на топограмме не изображаются. Вторые очень важны; они наносятся, если были произведены соответствующие испытания. Видно, что коэффициент кавитации растет с расходом и оборотностью. У данного типа его изолинии, кроме того, при меньших расходах характерно изгибаются. Здесь пределы значений коэффициента 0,02—0,55. За прикидочное для первоначальных расчетов значение можно принимать 0,35—0,40.

На данной характеристике часть линий слева нанесена пунктиром, что показывает, что они проведены предположительно. Определить ничтожную мощность модели, особенно при малой оборотности, затруднительно, так как тогда тормоз работает рывками, то затормаживая ротор, то отпуская его. Тем не менее данная топограмма является исключительно полно снятой. Экономя время, электроэнергию на насосы и т. п., обычно снимают лишь наиболее важную часть топограммы, а именно вблизи оптимального режима, и иногда дополнительно указывают линию разгонной оборотности.

Топограммы более тихоходных радиально-осевых турбин имеют несколько иной характер. У них изолинии открытий, подымаясь отклоняются не вправо, а влево, что и соответствует линиям расхода на рис. 11-13. Такая топограмма типа Р13 и Р533 изображена на рис. 11-18 и 11-19, а типов Р100 и Р211 — на рис. 11-20 и 11-21.

У топограмм активных турбин, в частности ковшовых, изолинии открытия параллельны оси оборотности, так как у них расход сопла зависит только от его открытия, а не от оборотности колеса.

На рис. 11-22 дана по опытам в МВТУ топограмма ковшовой турбины диаметром 600 *мм* с соплом диаметром 36,6 *мм*.

Приведение сделано лишь к единичному напору, но не к диаметру. Через s обозначено открытие, выраженное в миллиметрах хода иглы от положения полного закрытия. Сплошными линиями указаны заснятые изолинии, пунктирами — предположительные.

На рис. 11-23 дана по опытам И. Ф. Щипулина в ВИГМ приведенная топограмма наклонноструйной турбины диаметром 250 *мм* с соплом диаметром 40 *мм*; число лопастей 20. Приведение сделано к единичным напору и диаметру. Здесь расходы отложены по ординатам, оборотности — по абсциссам, тогда как обычно их расположение обратное.

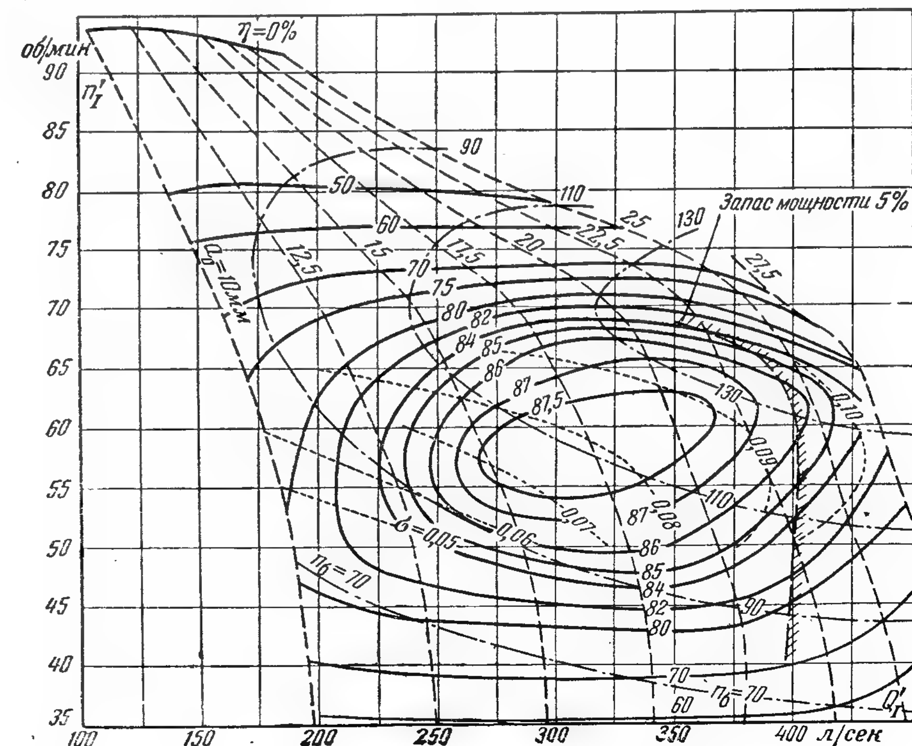


Рис. 11-18. Приведенная топограмма типа Р13-ВМ-37.

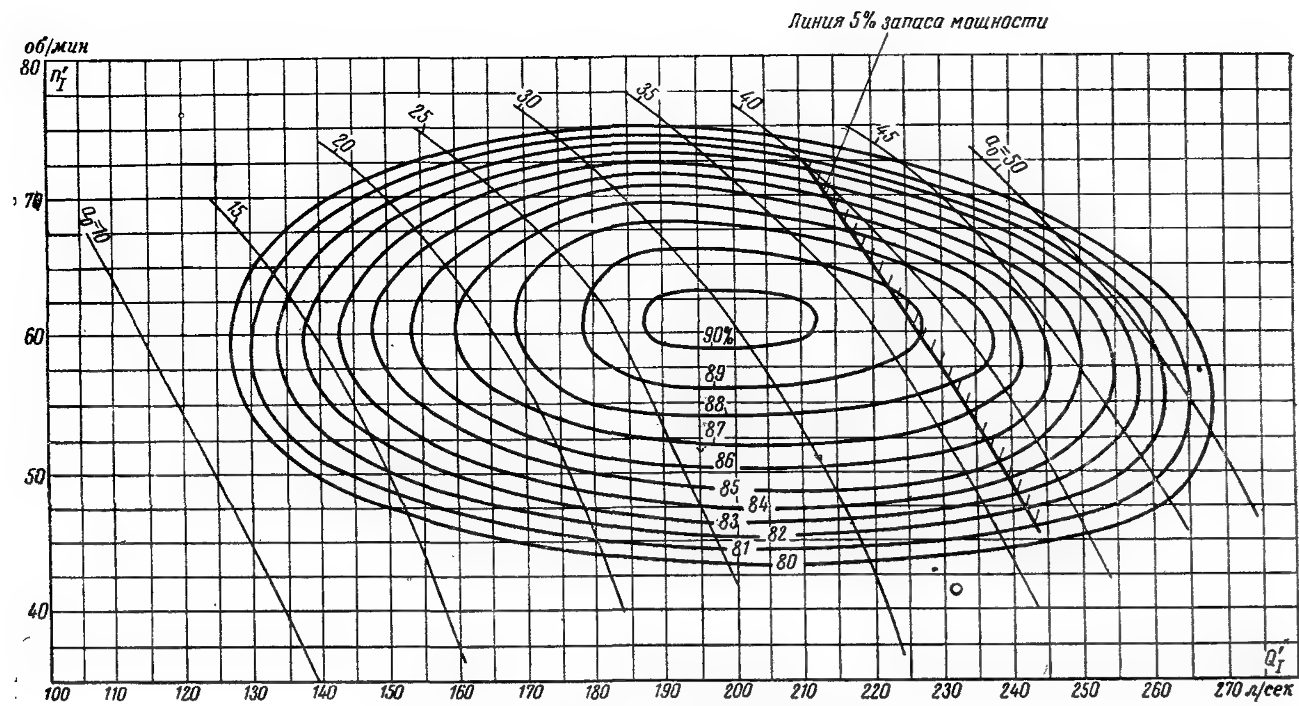


Рис. 11-19. Приведенная топограмма типа Р553-ВМ.

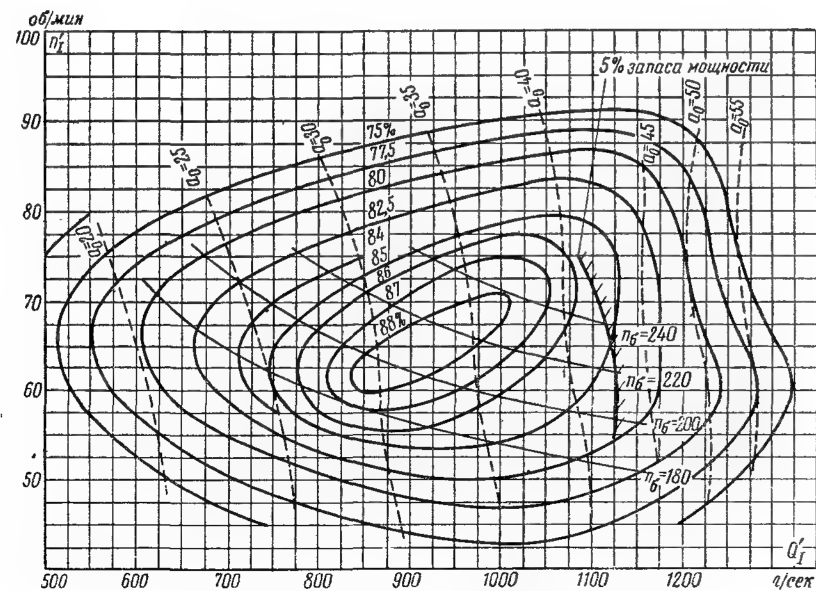


Рис. 11-20. Приведенная топограмма Р100-ВМ-46.

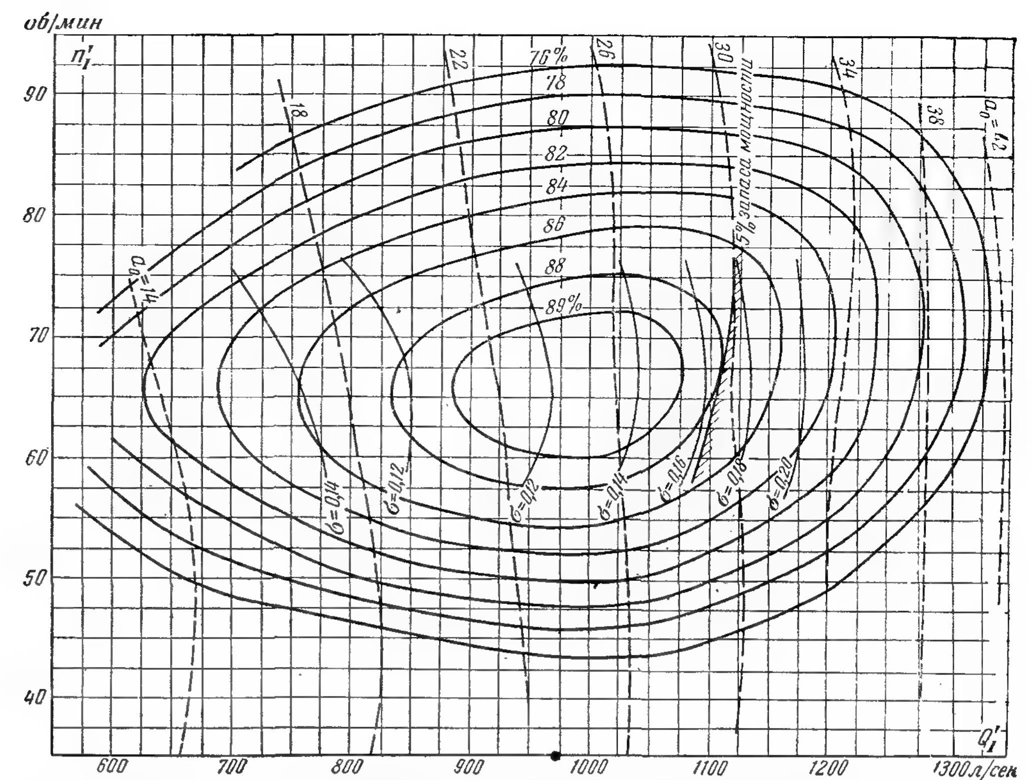


Рис. 11-21. Приведенная топограмма радиально-осевой турбины Р211.

Условия испытания: вал вертикальный, камера спиральная, отсасывающая труба с коленом № 15 и бычком; $D=0{,}46$ м; $b_0=0{,}138$ м; $z_0=24$; $z_1=14$; $H=4$ м; $H_{отс}=-0{,}103$ м; подрезки: входной кромки на диаметр 0,396/0,402 м, выходной — 0 — 35 м.

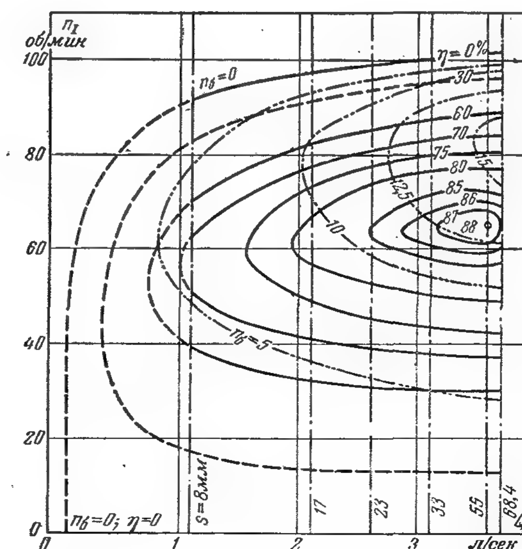


Рис. 11-22. Приведенная топограмма ковшовой турбины.

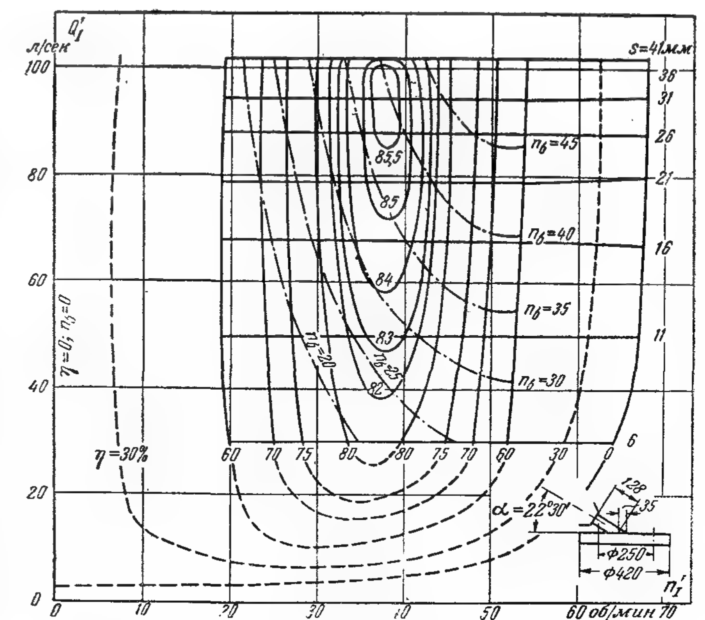


Рис. 11-23. Приведенная топограмма наклонноструйной турбины.

11-12. ПРИВЕДЕННЫЕ ТОПОГРАММЫ КРЫЛОВЫХ ТУРБИН

Топограммы пропеллерных турбин (рис. 11-24) вытянуты вдоль оси оборотностей и сплющены вдоль оси расходов; это показывает, что такие турбины хорошо работают лишь при определенной нагрузке (рис. 11-12).

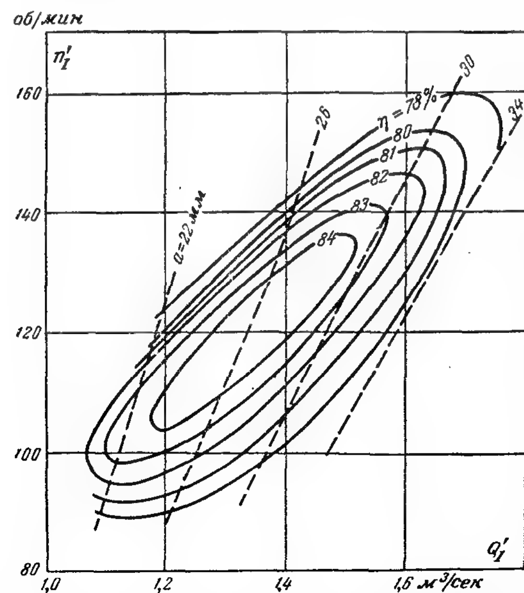


Рис. 11-24. Приведенная топограмма пропеллерной (винтовой) турбины при $\varphi = +15°$.

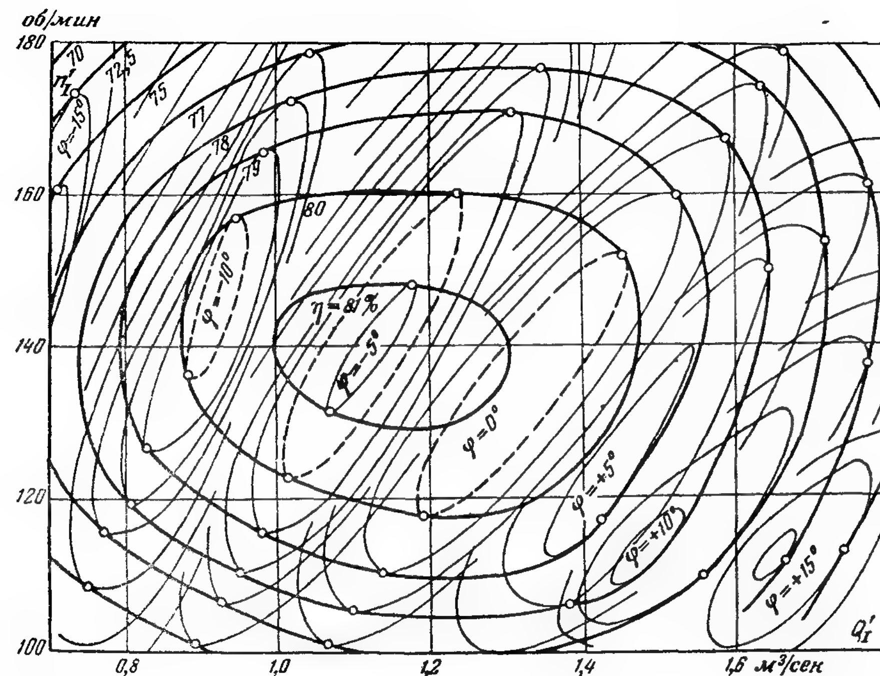


Рис. 11-25. Построение приведенной топограммы поворотнолопастной турбины по частным пропеллерным (винтовым) характеристикам.

Чем меньше разворот крыльев, тем меньше расходы и мощности; поэтому в одном поле координат можно поместить несколько таких узких топограмм одного типа с разными разворотами (рис. 11-25).

Поворотнолопастная турбина может рассматриваться как объединение бесчисленного множества пропеллерных одного и того же определяемого формой лопастей типа с плавным изменением разворота. Она должна использовать только лучшие режимы частных пропеллерных турбин, что и определяет оптимальную комбинаторную (сочетательную) связь (зависимость) между открытиями a направителя и разворотами φ рабочих лопастей. Однако натурные турбины работают с комбинаторной связью по разным причинам не всегда оптимальной, что снижает их к. п. д. Одной из задач их испытаний является улучшение этой связи (§ 19-2).

Приведенная топограмма поворотнолопастной турбины имеет изолинии открытия и разворота; в этом смысле она называется комбинаторной; она может, конечно, быть и оптимальной и неоптимальной.

Построение такой оптимальной топограммы наглядно производим так. На поле приведенной топограммы наносятся топограммы пропеллерной турбины с разными разворотами φ (рис. 11-25). На них выделяются изолинии равных к. п. д., например на рисунке пунктиром выделены три такие изолинии с к. п. д., равным 80%. Проводится контур, плавно огибающий эти изолинии и касающийся их снаружи. Это и будет изолиния такого к. п. д. поворотнолопастной турбины, так как вне этой изолинии к. п. д. меньше, а внутри — больше, чем 80%. Так проводятся изолинии и других значений к. п. д.

Практически построение топограммы поворотнолопастной турбины производится менее наглядно, но точнее, например, так. Набор частных пропеллерных турбин с разными разворотами испытывается при ряде разных приведенных оборотностей n_I'. Для каждой такой оборотности строится график по рис. 11-26.

На графике по опытным точкам строятся расходные характеристики *1*, *2*, *3*: $\eta = f(Q_I')$ испытанных турбин при разворотах φ_1, φ_2 и φ_3. Под ними строятся соответствующие характеристики открытий *4*, *5*, *6*: $a = f(Q_I')$. По первым характеристикам проводится огибающая *7-7*. Определяются точки касания a, b, c и под ними находятся соответствующие открытия d, e, f. По последним проводится кривая оптимальных открытий *8-8*.

На соответствующей данному n_I' горизонтали приведенной топограммы поворотнолопастной турбины откладываются абсциссы точек a, b, c. Получаются точки для изолиний разворотов φ_1, φ_2, φ_3. Далее, кривая *7-7* рассекается горизонталями на ординатах круглых значений η_1, η_2, η_3. Абсциссы точек g, h, i, k, отложенные на той же горизонтали топограммы, определяют точки для изолиний к. п. д. Кривая *8-8* сечется горизонталями на ординатах круглых значений открытий. Абсциссы точек n, p, q, r дают на горизонтали точки для изолиний открытия.

Построение таких точек известных к. п. д., открытий и разворотов на горизонталях разных приведенных оборотностей позволяет покрыть топограмму изолиниями трех названных величин. Получаемая топограмма имеет вид, изображенный, например, на рис. 11-27. Такая топограмма крыловой турбины может в отличие от набора пропеллерных топограмм (рис. 11-25) именоваться комбинаторной, так как она построена по наиболее благоприятным (в отношении величины к. п. д.) комбинациям открытий с разворотами. Раньше такую топограмму часто называли каплановской.

На разных горизонталях топограммы (при различных значениях n_I') получаются разные сочетания: на одной при некотором развороте требуется одно открытие, на другой при том же развороте — иное. При работе турбины всегда с одной оборотностью разные приведенные оборотности соответствуют работе турбины при разных напорах: чем меньше напор, тем выше n_I'. Отсюда следует, что в состав автоматического регулирования турбины должен входить механизм, способный менять эту связь в зависимости от напора. Это изменение может происходить автоматически от датчиков, учитывающих разность верхнего и нижнего уровней (или прямо напор). Так как напор меняется медленно, то это изменение связи можно производить и ручным воздействием на механизм, смотря по надобности, например 1 раз в день или неделю.

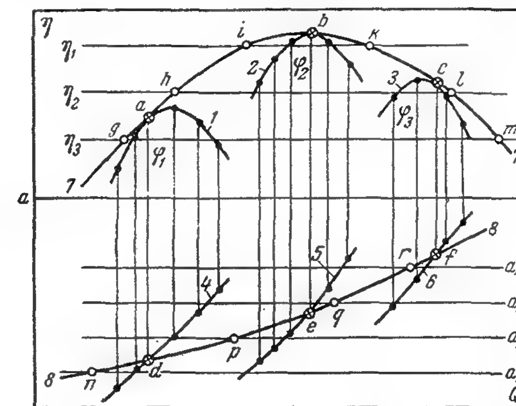


Рис. 11-26. Построение характеристики поворотнолопастной турбины и оптимальной комбинаторной связи для $n_I' = \text{const}$

Используя набор топограмм частных пропеллерных характеристик, можно построить топограмму лопаточной лопастно-регулируемой турбины (§ 10-6), что, кажется, впервые сделано нами [Л. 270]. Такая топограмма строится по точкам пересечения на частных топограммах изолиний избранного открытия с изолиниями к. п. д. Выгодно открытие брать несколько бо́льшим, чем оптимальное.

11-13. ПРИВЕДЕННЫЕ ТОПОГРАММЫ СОВЕТСКИХ ТИПОВ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Приведенные топограммы типов, вошедших в современную нормальную номенклатуру Советского Союза (§ 13-2), полностью помещены в [Л. 229], частью — в [Л. 100, 275 и 45], более старых типов — в [Л. 228].

Однако прогресс в области гидротурбиностроения приводит к тому, что имеющиеся турбины быстро вытесняются новыми, более совершенными образцами.

На рис. 11-28 даем топограмму диагональной поворотнолопастной турбины Квятковского (§ 10-20), испытанной на модели диаметром 0,35 *м* с 10 лопастями и 24 лопатками; относительный диаметр втулки 0,65. Даны изолинии угла лопаток α_0; под ним разумеется дополнительный до 90° угол между продольной осью лопатки и линией, соединяющей ось турбины с осью поворота лопатки.

11-14. НАПОРНО-РАСХОДНАЯ ТОПОГРАММА И СЕТОЧНОЕ ПЕРЕСТРОЕНИЕ ТОПОГРАММ

Приведенная (расходнооборотная) топограмма $\eta = f(Q_I', n_I')$ может быть перестроена в ряд других видов, например в топограмму напорно-расходную $\eta = f(H, Q)$. Топограммы такого вида применяются для сравнительного подбора турбин по режимному графику гидростанции (§ 13-6).

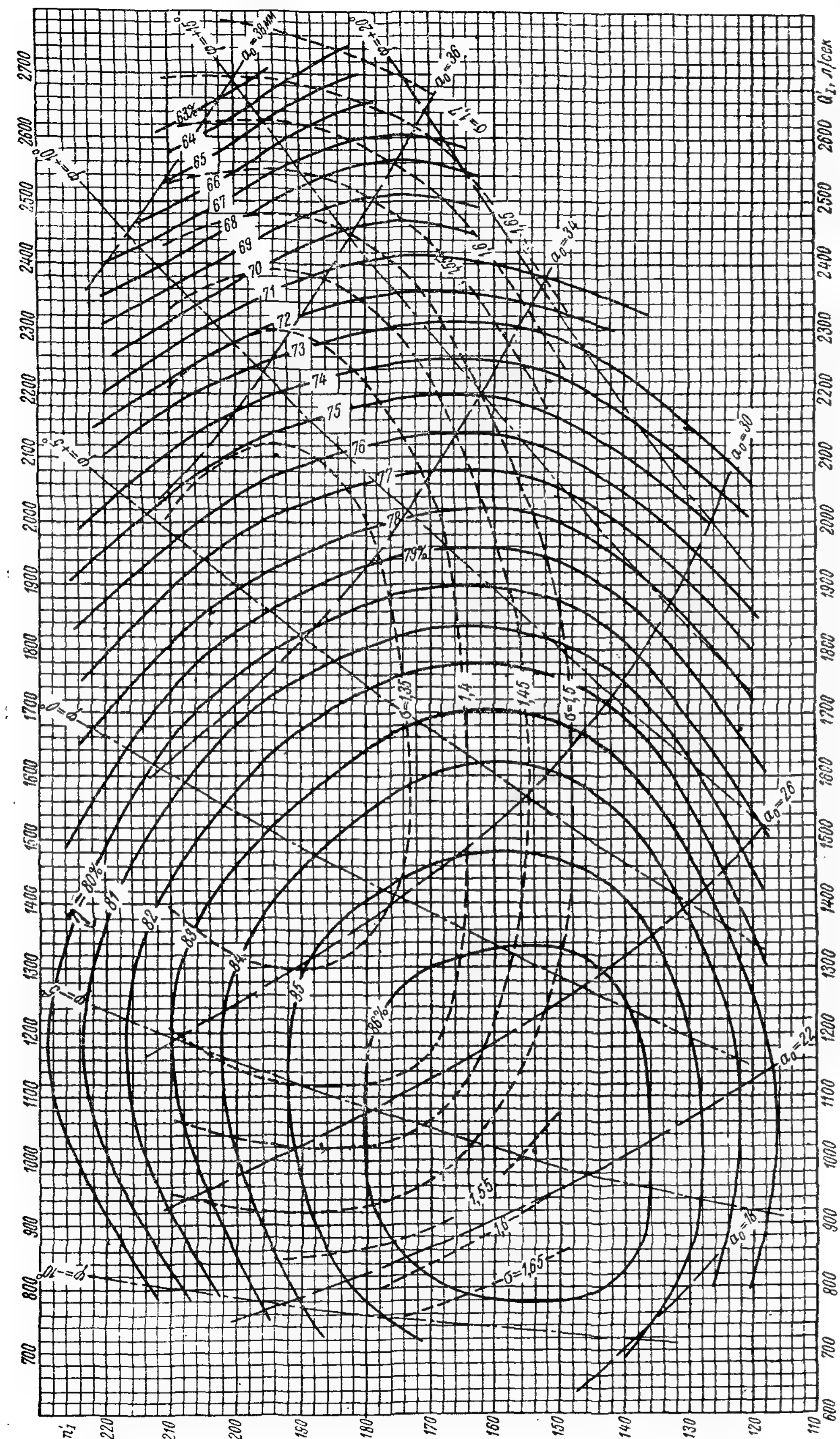


Рис. 11-27. Приведенная топограмма поворотнолопастной турбины П592.

Условия испытания: вал вертикальный; спиральная камера с углом охвата 135°; отсасывающая труба с коленом 4С; $D = 0{,}46$ м, $b_0 = 0{,}184$ м, $z_0 = 32$, $H = 3{,}5$ м.

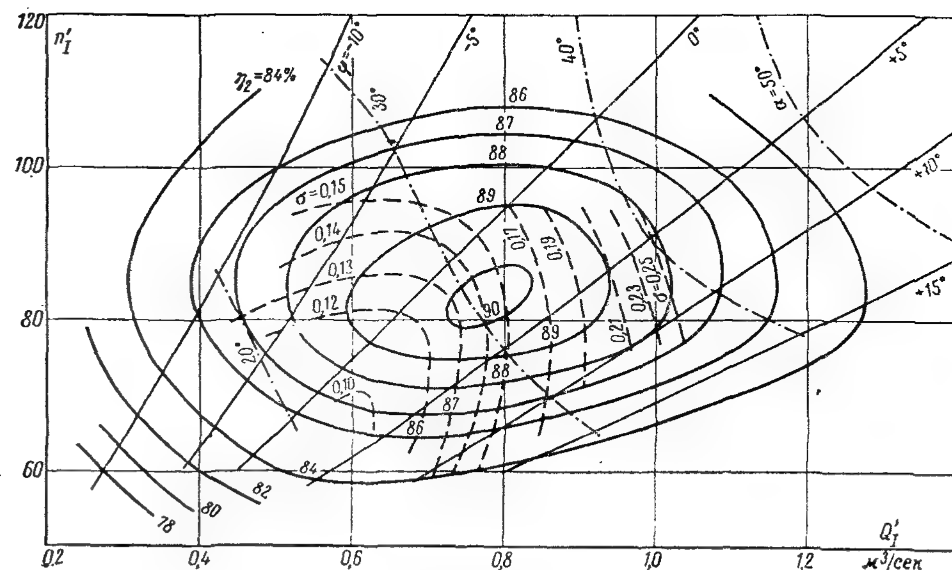


Рис. 11-28. Топограмма диагональной поворотнолопастной турбины Квятковского Д45-ВК-35 с изолиниями гидравлического к. п. д. $\eta_г$ и угла лопаток α_0.

Перестроение может быть произведено по точкам. Тогда на каждой изолинии к. п. д. намечается несколько определяющих ее очертание точек. При пересчете их режимов предполагаются известными диаметр D и оборотность n намеченной турбины.

Мы имеем по § 4-6:

$$Q = Q'_I \sqrt{H} D^2; \qquad n = \frac{n'_I \sqrt{H}}{D}, \qquad (11\text{-}10)$$

откуда получаем:

$$Q = nD^3 \frac{Q'_I}{n'_I}; \qquad (11\text{-}11)$$

$$H = \frac{n^2 D^2}{(n'_I)^2}. \qquad (11\text{-}12)$$

Имеем, следовательно, для каждой точки ее новые координаты; положения точек в новой их системе определяют очертания изолиний к. п. д.

Гораздо менее трудоемко предложенное нами [Л. 275] сеточное перестроение топограмм одного вида в другой. По этому способу равномерная прямоугольная координатная сетка одной топограммы пересчитывается в иную (тоже прямоугольную и обычно неравномерную или же косоугольную или даже криволинейную) сетку на другой топограмме. Некоторой прямоугольной ячейке одной сетки соответствует на другой некоторая ячейка другой формы. Кривая из одной ячейки переносится в другую на глаз. Любая точность достигается умельчением сетки; для практической точности достаточна довольно грубая сетка.

В данном случае строим на исходной приведенной топограмме (рис. 11-29,*а*) сетку, соответствующую прямоугольной на искомой (рис. 11-29,*б*). На последней точки на отдельных вертикалях имеют абсциссы, равные $H=\text{const}$. На исходной этим вертикалям по (11-12) соответствуют горизонтали с ординатами

$$n'_I = \frac{D \cdot n}{\sqrt{H}} = \text{const}. \qquad (11\text{-}13)$$

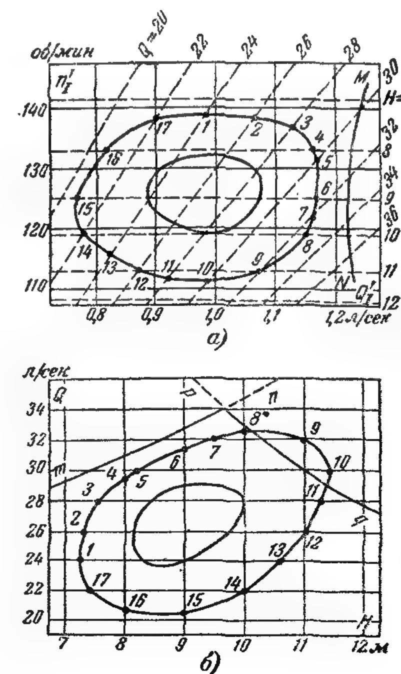


Рис. 11-29. Сеточное перестроение приведенной топограммы в напорно-расходную.

Задавшись диаметром, например, 3 *м,* оборотностью 125 и рядом значений H, проводим ряд горизонталей n_I', помечая их значениями H. Постоянным значениям Q (вертикалям на искомой топограмме) соответствуют по (11-11) прямые, исходящие из начала координат исходной топограммы под углом к горизонталям, тангенс которого равен:

$$\frac{n_I'}{Q_I'}=\frac{nD^3}{Q}. \qquad (11\text{-}14)$$

Задавшись рядом значений Q, проводим лучок таких наклонных прямых, помечая их этими значениями.

Так получаем две сетки. Перестраиваем каждую изолинию, разыскивая на новой топограмме ячейку, соответствующую ячейке старой, и перерисовывая короткий участок изолинии на глаз.

Натурная турбина при большом диаметре имеет и к. п. д., высшие, чем модельная (§ 4-4). Поэтому на новой топограмме те же изолинии могут быть помечены новыми, некруглыми значениями к. п. д. или же по интерполяции могут быть проведены новые изолинии с круглыми значениями. Точнее было бы пересчет Q и n вести с учетом этого повышения к. п. д. Тогда в (11-10) и (11-11) надо было бы ввести по множителю в виде отношения корня из к. п. д. натуры к корню из к. п. д. модели.

На новую топограмму (рис. 11-29,*б*) следует нанести две ограничительные линии. Во-первых, это линия запаса мощности, обычная для топограмм радиально-осевых турбин (§ 11-10); она из положения MN (рис. 11-29,*а*) перейдет в положение mn. Затем следует нанести по точкам линию наибольшей мощности, допустимой для турбины по соображениям прочности ее частей или мощности генератора. Эта линия займет примерно положение pq. Таким образом, эти две линии образуют как бы потолок или крышу топограммы. В режимах, определяемых точками, расположенными выше *обоих скатов крыши, использование турбины по указанным* двум разным причинам недопустимо. У поворотно-лопастных турбин линия запаса мощности не проводится. Тогда линию mn заменяет схожая с нею по положению *линия ограничения открытия и расхода* по соображению кавитационной опасности.

Практически при подборе турбин удобнее пользоваться напорно-расходной топограммой, построенной в логарифмических координатах (§ 13-6); такое перестроение проводится непосредственно из приведенной топограммы по несколько иным сеткам (§ 13-8).

11-15. ЛОГАРИФМИЧЕСКИЕ ТОПОГРАММЫ

Логарифмическая топограмма отличается от обычной числовой тем, что ее изолинии наносятся в поле координат не числовых значений переменных (например, H и Q), а их логарифмов ($\lg H$ и $\lg Q$). Ее обозначение, например, таково:

$$\eta=f(\lg H, \lg Q).$$

При изменении числовых значений абсцисс любой фигуры, находящейся в поле логарифмических координат, в одном отношении, а значений ординат — в другом она не меняет ни размеров, ни формы, но передвигается поступательно в другое место поля.

Действительно, если в поле логарифмических координат (рис. 11-30,*б*) взять на какой-либо произвольной фигуре две любые точки с абсциссами x_1 и x_2 и ординатами y_1 и y_2, то длина прямой между указанными точками равна:

$$\sqrt{(\lg x_2-\lg x_1)^2+(\lg y_2-\lg y_1)^2}.$$

После изменения числовых значений абсцисс в a раз, а ординат в b раз то же расстояние становится равным:

$$\sqrt{(\lg a+\lg x_2-\lg a-\lg x_1)^2+(\lg b+\lg y_2-\lg b-\lg y_1)^2},$$

т. е. сохраняется прежним. Также сохраняется неизменным и наклон этой прямой к осям координат; следовательно, рассматриваемая фигура, не меняя ни своей формы, ни размеров, передвигается в другое место. Между тем в поле числовых координат при изменении абсцисс и ординат в разных отношениях фигура изменяет не только место, но и свои размеры и форму, как это можно видеть на рис. 11-30,*а*.

При сохранении типа турбины, но изменении ее диаметра и оборотности в соответствии с § 4-4 напоры изменяются в a раз, а расходы в b раз, причем a и b не равны, а именно:

$$a=\left(\frac{n_б}{n_а}\cdot\frac{D_б}{D_а}\right)^2;\quad b=\frac{n_б}{n_а}\left(\frac{D_б}{D_а}\right)^3.$$

Величинами $\lg a$ и $\lg b$ будет определяться смещение топограмм на графике в логарифмических координатах при отнесении характеристик к новым значениям диаметров и оборотностей.

Каждому положению топограммы в поле логарифмических координат H и Q (или N) соответствуют определенные диаметр и оборотность турбины данного типа.

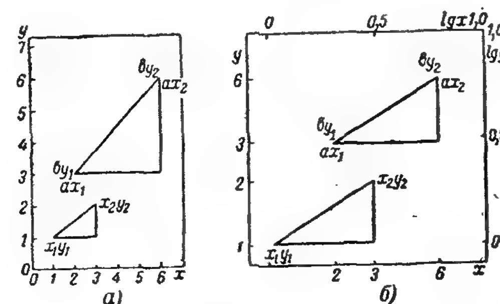


Рис. 11-30. Изменение размеров и положения фигуры в полях числовых и логарифмических координат.

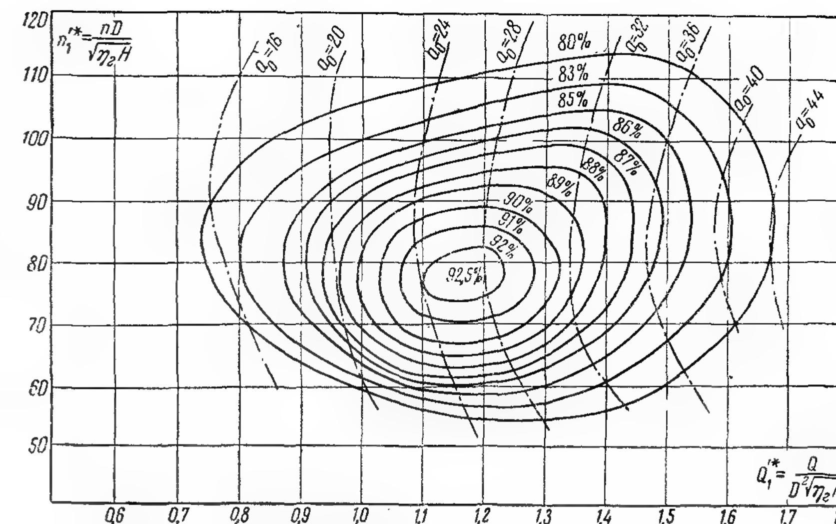


Рис. 11-31. Серийная приведенная топограмма турбины РО123-46.

Действительно, прочитав для любой точки топограммы ее координаты $H_а$ и $Q_а$ и зная $H_б$ и $Q_б$ для аналогичной точки топограммы подобной турбины с известными соответствующими им значениями $D_б$ и $n_б$, можем определить как $n_а$, так и $D_а$, пользуясь следующими выражениями:

$$D_а=D_б\sqrt{\frac{Q_а}{Q_б}\sqrt{\frac{H_б}{H_а}}};$$

$$n_а=n_б\sqrt{\frac{Q_б}{Q_а}\cdot\frac{H_а}{H_б}\sqrt{\frac{H_а}{H_б}}}.$$

Эти свойства логарифмических топограмм удобно использовать при сравнении работы турбин одного типа, но разных размеров, имеющих, следовательно, общую приведенную топограмму (§ 11-8). Передвигая поступательно вычерченную на кальке логарифмическую топограмму по полю H и Q, мы легко обозреваем, какие сочетания напора и расхода у турбины определенного размера соответствуют хорошим и какие плохим значениям к. п. д., что и используется при подборе турбины по заданным напору и расходу (§ 13-6).

Конечно, в этом параграфе обозначение $n_б$ не соответствует быстроходности, для которой в § 2-7 принято то же обозначение.

11-16. СЕРИЙНЫЕ ТОПОГРАММЫ

А. А. Сабанеев, а затем Чистяков предложили и разработали новый способ построения приведенных топограмм [Л. 241—243]; свои новые топограммы они назвали серийными универсальными характеристиками.

На таких топограммах (например, рис. 11-31) показываются изолинии не общего к. п. д. η, как обычно, а гидравлического $\eta_г$, под которым понимается отношение η к механическому к. п. д. $\eta_{мех}$, учитывающему потери на трение в сальниках и опорах турбины. Затем серийные топограммы строятся в координатах не Q_1' и n_1', а в серийных же, обозначаемых звездочками координатах $Q_1'^*=\frac{Q}{D^2\sqrt{\eta_г H}}$ и $n_1'^*=\frac{nD}{\sqrt{\eta_г H}}$; следовательно, расход и оборотность приводятся не к $H=1$ *м*, как обычно, а к $\eta_г H=1$ *м*.

Серийные приведенные топограммы по сравнению с обычными освобождаются от зависимости от механических потерь, которые очень разнообразны на разных стендах, а после перемонтажа меняются даже на одних и тех же. Поэтому они лучше характеризуют турбинный тип, чем обычные. Однако для их построения необходимо определять в каждом опыте или непосредственно гидравлический к. п. д. модели или ее механические потери. На современных стендах такие определения возможны.

11-17. КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИХ ПОЛУЧЕНИЕ

Характеристики, увязывающие между собой напор, расход и к. п. д. турбины, именуются энергетическими, так как по ним может определяться энергия, полезно отдаваемая турбиной. Но есть у турбины и другие интересующие конструкторов и эксплуатационников свойства, зависящие от ее режима. Такими являются, в частности, ее кавитационные свойства. Они на характеристиках изображаются или коэффициентом кавитации (§ 8-9), или допустимой высотой отсасывания (§ 8-10). Этот коэффициент определяется опытами над моделями турбин на особой установке, называемой кавитационным стендом. По существу это есть энергетический стенд (§ 11-2), имеющий, однако, особые приспособления для изменения высоты отсасывания.

На рис. 11-32 изображен в виде примера такой стенд лаборатории ЛМЗ. Насос *1* подает воду в напорный бак *6* и затем в турбину *8*. Вода поступает из нее в отводный бак *11*, откуда и забирается насосом. Отвод-

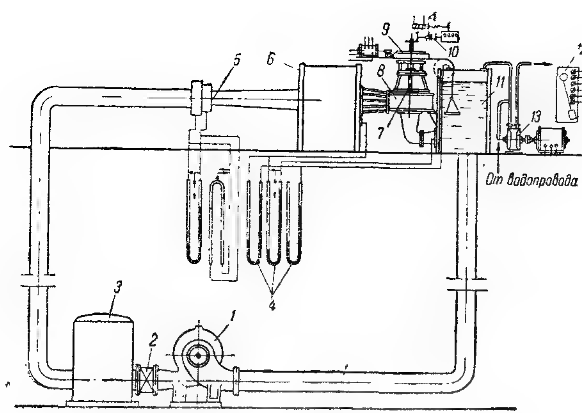


Рис. 11-32. Кавитационный стенд ЛМЗ.

ный бак закрыт, верх его заполнен воздухом под абсолютным давлением h, заменяющим атмосферное B, но меньшим последнего. Давление это может быть уменьшено откачкой из бака воздуха посредством вакуумного насоса *13*. Снижение этого давления как бы повышает $H_{отс}$.

У турбины видны тормоз *9*, счетчик оборотов *10*, дроссельный расходомер *5*, манометры для замера напора *4*. Под крышкой бака *3* скапливается воздух, бывший в водопроводной воде, выделившийся во всасывающем трубопроводе насоса, а затем лишь с трудом вновь растворяющийся в воде.

Работе турбины вообще соответствуют (по § 8-9) выражения:

$$H_{отс} - B - h_{нас} - \sigma H;\quad \sigma = \frac{B - h_{нас} - H_{отс}}{H}, \tag{11-15}$$

где B — барометрическое давление, $h_{нас}$ — давление насыщения водяных паров.

При работе описанного стенда этим выражениям соответствуют такие:

$$-\Delta z = h - h_{нас} - \sigma_{уст} H;\quad \sigma_{уст} = \frac{h - h_{нас} + \Delta z}{H}, \tag{11-16}$$

где Δz — высота уровня в баке *11* над рабочим колесом;

$\sigma_{уст}$ — коэффициент кавитации установки.

За высоту отсасывания $H_{отс}$ принимается вертикальное расстояние от уровня воды в нижнем бьефе:

а) для вертикальных радиально-осевых турбин — до нижней плоскости направляющего аппарата;

б) для вертикальных поворотнолопастных турбин — до плоскости осей поворота лопастей;

в) для горизонтальных турбин — до наивысшей точки сечения входа в отсасывающую трубу или ее колено.

В соответствии с этим и Δz отсчитывается вверх над только что указанными отметками в турбине.

Постепенно уменьшая при опытах h, добиваются кавитационного режима.

При испытании модели на кавитацию для определения σ применяются два способа.

При первом способе (ВИГМ) турбина испытывается при некотором постоянном открытии a. Напор может несколько колебаться. Изменением тормозного момента M турбине придается такая оборотность, чтобы n_I' было постоянным.

Величина $\sigma_{уст}$ постепенно уменьшается снижением воздушного давления h в баке, принимающем выпускаемую отсасывающей трубой воду.

В каждом опыте замеряются расход и мощность и подсчитываются N_I', Q_I' и η. В нескольких первых опытах эти три величины остаются прежними, несмотря на уменьшение $\sigma_{уст}$. Но, начиная с некоторого значения последнего, они начинают быстро падать, что и указывает на значение, достаточное для начала кавитации.

Результаты указанных опытов изображаются графиком по рис. 11-33, который и именуется кавитационной (или срывной) характеристикой. На нем нанесены линии N_I', Q_I', $\eta = f(\sigma_{уст})$ для трех серий опытов.

Из графика видно, что три кривых одной из серий начинают спадать при разных значениях $\sigma_{уст}$. Принимается, что кавитационные явления становятся вредными тогда, когда начинает падать к. п. д. (стрелки на рисунке);

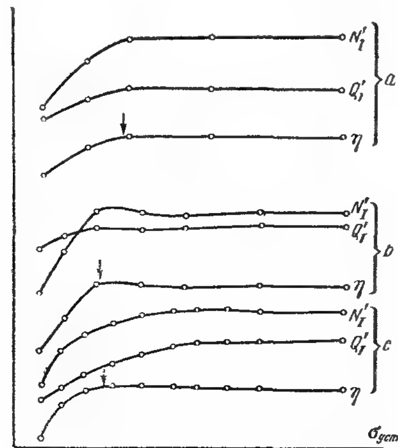


Рис. 11-33. Кривые модельных испытаний на кавитацию.

соответствующее значение $\sigma_{уст}$ принимается за σ критическое.

У этого способа есть недостаток. Испытанию была поставлена задача определить σ для режима, определяемого некоторой точкой приведенной топограммы (§ 11-8), которому соответствуют определенные a, Q_I', n_I', η. Между тем по способу определяется σ для какого-то другого режима, у которого те же a и n_I', но Q_I' иное, меньшее. Это видно, например, по снижению кривых Q_I' на рис. 11-33 серии b и c при приближении режима к критическому (стрелки); здесь иногда меняется (возрастает) и к. п. д. (там же, серия b).

При испытании по другому способу (ЛМЗ) открытие и тормозной момент постоянны. Также поддерживается постоянным и напор регулированием задвижки за насосом или изменением оборотности последнего. По замерам n и Q вычисляются n_I', N_I' и η. В начале кавитации начинают быстро спадать n, n_I', N_I'; если при этом η останется прежним, то уменьшаются Q и Q_I'; при каких-то значениях $\sigma_{уст}$ начинает быстро спадать и η. По характеру изменения η и n_I' определяется величина σ.

Так как Q_I' вообще начинает спадать ранее, чем η или n_I', то и этот способ имеет тот же недостаток, что и первый: и при нем σ определяется для режима работы, не существующего на приведенной топограмме.

Оба описанных способа определения σ дают вообще несколько разные значения для σ; очевидно, всем лабораториям надо было бы договориться о введении единообразия в их методику. Оба способа, как видно, не безупречны, но лучшего способа пока не найдено.

При проектировании гидростанции высота отсасывания обычно назначается по несколько повышенному значению σ, т. е. по $\alpha\sigma$, где «коэффициент безопасности» α берется больше единицы (§ 8-10).

Из всего этого рассмотрения следует, что если натурная турбина работает при $\sigma_{уст}$, большем, чем σ, но все же при таком, при котором Q_I' на графике уже снизилось из-за пока безвредной кавитации, то турбина пропускает меньший расход и дает меньшую мощность, чем можно было бы подсчитать по приведенной топограмме при данных a и n_I'. Чтобы поднять расход и мощность, надо увеличить открытие a против указываемого топограммой.

Бывали случаи и у нас и за границей, когда натурная турбина при полном открытии не давала полной гарантированной мощности; это наблюдалось, например, на турбине с гарантированной мощностью 90 000 *квт* при напоре 26 *м* и оборотности 83,3, давшей лишь 86 000 *квт*.

Возможно, что это объясняется только что указанным явлением.

Снижение Q_I' (а, следовательно, и N) может быть на графике вполне заметным.

Как будто отсюда следует сделать такой практический вывод: надо или допускать на гидростанции $\sigma_{уст}$, значительно большее, чем σ в соответствующей точке приведенной топограммы, или гарантировать у турбины меньшую мощность, чем указывает эта точка.

Каждый набор трех кривых (рис. 11-33) определяет σ при некоторых a, n_I' и Q_I', т. е. в одной точке поля Q_I'—n_I'. Для покрытия поля изолиниями надо провести серии таких опытов при разных сочетаниях n_I' и a, а затем построить сами изолинии σ аналогично построению изолиний к. п. д. (§ 11-11), чтобы получить топограмму $\sigma = f(Q_I', n_I')$. Обычно такая кавитационная топограмма накладывается на топограмму энергетическую, как это сделано, например, на рис. 11-17 и др.

При поворотнолопастных турбинах кавитационные характеристики снимаются в режимах, определенных наперед уже снятой комбинаторной топограммой (§ 11-12).

11-18*. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА КАВИТАЦИИ ПО ОМИЧЕСКОМУ СОПРОТИВЛЕНИЮ И ПОСРЕДСТВОМ УЛЬТРАЗВУКА

Шмугляков разработал [Л. 248 и 249] два новых способа определения коэффициента кавитации.

Для первого способа он использует повышение омического сопротивления воды при наличии в ее потоке кавитационных пузырьков. Он располагает за рабочим колесом, возможно ближе к выходным кромкам его лопастей, два электрода с некоторым расстоянием между ними; здесь омическое сопротивление R. Другие два подобных электрода с сопротивлением между ними R_0 помещаются в специальном отводе от основного потока, в котором при всех режимах кавитация отсутствует. При этом о степени развития кавитации можно судить как по большему, чем единица, отношению $R : R_0$, так и по показанию α гальванометра, включенного в диагональ мостика Уитстона. Соответствующая разработанная автором способа аппаратура довольно сложна. В нее входят мостик, дифференциальный трансформатор, переключатель, выпрямитель, интегрирующая цепочка, гальванометр.

По опытам автора кривая $R = f(\sigma)$ внезапно круто поднимается примерно там же, где на рис. 11-33 начинается падение других кривых.

Одним из достоинств этого способа является возможность применения его и у натурных турбин.

При другом, ультразвуковом, способе автор создает специальным генератором высокочастотные электрические импульсы короткой длительности (15—20 *мксек*) при промежутках между ними 1 000—1 500 *мксек*. Эти импульсы подаются на первый пьезоэлемент, преобразующий электрические колебания в ультразвуковые импульсы той же формы и частоты. Эти импульсы направляются на тыльную сторону лопасти турбины (крыло-

вой или радиально-осевой), отражаются от нее, улавливаются вторым пьезоэлементом, в котором ультразвуковые колебания преобразуются обратно в электрические, соответственно перерабатываются и подаются на электронный осциллограф или на стрелочный прибор.

При прохождении через поток и при отражении от лопасти происходит поглощение и рассеяние энергии, причем чем больше количество кавитационных пузырьков имеется в потоке у лопасти, тем слабее отраженный от лопасти ультразвуковой луч.

На экране осциллографа получаются рядом два изображения: первое — от поданного электрического импульса и второе — от такого импульса, преобразованного в звуковой, отраженного и снова преобразованного в электрический. Второе изображение смещено против первого, и их легко различить. Амплитуда его меньше, чем у первого. Сопоставление обеих амплитуд дает меру развития кавитации.

При опытах колесо и лопасти вращаются. Чтобы луч попадал всегда на одну и ту же лопасть, частота его посылки должна сообразоваться с оборотностью колеса и числом его лопастей. Для введения зависимости частоты от оборотности в аппаратуру вводится особый сидящий на валу турбины синхронизатор.

Оба пьезоэлемента находятся в цилиндрическом корпусе диаметром 10 *мм* (искателе), помещаемом в колесную камеру и притом так, что его можно несколько повертывать, а тем самым и направлять луч на любую точку лопасти; в своих опытах автор исследовал кавитацию в девяти точках лопасти на ее трех разных радиусах.

Таким образом, этот способ дает возможность не только определять коэффициент кавитации, но и обнаруживать на модельной турбине место ее возникновения и развития, а тем самым сравнивать качества разных лопастей и совершенствовать последние.

Кроме того, этот способ может быть использован и для контроля за содержанием воздуха в воде во время лабораторных кавитационных испытаний.

Автор ставит целью своей дальнейшей работы приспособление разработанной им аппаратуры к исследованию кавитации и в натурных турбинах.

Вода вообще всегда содержит в растворе (или в виде мельчайших пузырьков) некоторое количество воздуха. Ряд исследователей опытно установил, что чем больше это количество, тем при большем давлении возникает кавитация, т. е. тем больше опытно определяемое значение σ.

Если лабораторно определено одно значение σ_1 при некотором отношении δ_1 свободного объема содержащегося в воде воздуха к объему воды, то при ином значении δ_2 этого отношения и коэффициент кавитации σ_2 будет отличаться от σ_1. Для пересчета σ с одного значения δ на другое Шмугляков вывел [Л. 248 и 249] такое выражение:

$$\sigma_2 = \sigma_1 + 8{,}48\left(\frac{\sqrt{\delta_2}}{H_2} - \frac{\sqrt{\delta_1}}{H_1}\right). \qquad (11\text{-}17)$$

Оно может быть применено как к разным опытам в лабораториях, так и к предвидению коэффициента кавитации у натурной турбины по его значению у лабораторной; тогда подстрочные указатели 1 и 2 должны быть заменены на *м* и *н*.

11-19. РАЗГОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Если генератор отключается от энергосистемы и механизмы автоматического регулирования находятся в исправном состоянии, то направляющий аппарат турбины прикрывается и она начинает работать в режиме, называемым холостым. При этом регулятор может устанавливать у нее оборотность, несколько *бóльшую нормальной*; эта *оборотность* определяется по остаточной неравномерности хода турбины (§ 14-3).

Если же при внезапной разгрузке турбины устройство автоматического регулирования почему-либо не сработало и не уменьшило открытие до нужной величины, то турбина начинает увеличивать свою оборотность, доведя ее до какой-то большой величины; соответствующие режимы машины и ее оборотность называются в турбиностроении разгонными, в электромашиностроении — угонными. Полезной работы тогда турбина, конечно, не производит; ее вал получает некоторую небольшую мощность, покрывающую выросшие механические и вентиляционные потери.

Разгонная оборотность в 1,6—2,6 и более раз превышает нормальную (§ 11-6). Вращающиеся части агрегата, достаточно прочные при нормальной оборотности, могут быть разорваны (разнесены) центробежными силами при разгонной. Рабочее колесо турбины обычно и тогда оказывается достаточно прочным, но ротор генератора при расчете на разгонную оборотность становится заметно тяжелее и дороже. Для соответствующего его расчета надо уметь эту оборотность предвидеть. При повышенной оборотности, кроме того, могут пострадать сегментный подпятник и расстроиться — при неточной балансировке ротора — подшипники.

Разгонная оборотность модели определяется при снятом тормозе. У радиально-осевой турбины ее сооответствующая характеристика имеет вид линейной [$n'_{Iрг} = f(Q'_I)$ с указанием открытий] и часто наносится на приведенную топограмму. Соответствующие кривые ограничивают такие топограммы сверху и видны, например, на рис. 11-18.

У натурных турбин такие кривые могут быть иными, чем у соответствующей модели, так как такие турбины при разгоне часто попадают в кавитационный режим (§ 14-16), что снижает оборотность.

При поворотнолопастных турбинах разгонные режимы зависят от сочетания разворота с открытием (см. [Л. 84, 312 и 313]), и изображение их гораздо сложнее. Часто (например, [Л. 229 и 261]) они изображаются набором нескольких линейных характеристик $n_I{}'_{рг} = f(a)$ при постоянном развороте у каждой кривой.

Гораздо нагляднее топограмма предложенного нами [Л. 177] вида $n'_{Iрг} = f(\varphi, a)$, изображенная на рис. 11-34 по опытам ВИГМ для типоразмера П91-28,9 (оптимальная оборотность 140) в широких пределах разворота от +20 до —23°. Здесь нанесены изолинии и разгонных расходов.

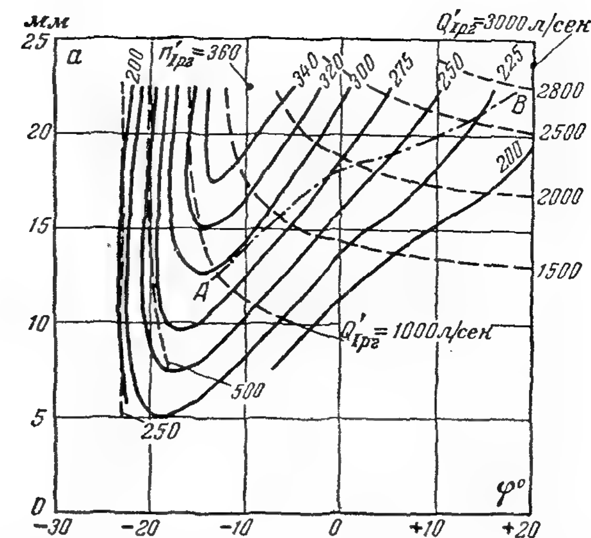


Рис. 11-34. Разгонная топограмма поворотнолопастной турбины.

Из этой топограммы видно, что разгонная оборотность наибольшая при некотором среднем развороте (здесь —10°) и наибольшем открытии, что при малых *разворотах (например, —20°) ни оборотность*, ни расход почти не зависят от открытия; что разгонный расход особенно велик при больших разворотах и открытиях. Наша обработка некоторых других советских и заграничных опытов над разными типами поворотнолопастной турбины дала топограммы такого же вида, что указывает на общность указанных свойств у таких турбин. На всех таких топограммах наибольшее $n'_{Iрг}$ получается *при наибольшем открытии а и при некоторых средних разворотах; при φ=0 или —10°.*

Изолинии этой топограммы относятся к случаю такой аварии регулирования, когда нарушается *комбинаторная связь* (§ 10-6), т. е. *когда лопатки могут повернуться как угодно, а лопасти — принять любой* разворот независимо от открытия направляющего аппарата.

Может быть *авария и другого вида, когда при отказе регулирования близкая к нормальной комбинаторная связь все же сохраняется, т. е. открытие направляющего* аппарата остается зависящим от разворота лопастей.

На рисунке нанесена комбинаторная кривая *AB оптимальной связи между открытием и разворотом при приведенной оборотности* 140.

При очень малых разворотах лопастей, меньших —20°, число оборотов не только быстро снижается, но даже *может прийти к нулю, а в некоторых случаях и привести к обратному вращению*. Снижение разгонной скорости наблюдается и при увеличении разворота.

Эти свойства интересны своим указанием на возможность в случае аварии с направляющим аппаратом при любом его открытии уменьшить разгонную оборотность или быстрым уменьшением разворота, или его увеличением.

О расчете разгонной оборотности у натурных турбин и о практических способах борьбы с разгоном и его последствиями см. § 14-17.

11-20. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И РАСЧЕТНЫЕ НАПОРЫ

На гидростанциях при работе турбин стремятся поддерживать их оборотность постоянной, и действительно, ее колебания тогда бывают очень невелики и лишь кратковременными. Напор может меняться иногда довольно значительно, но его изменения происходят медленно; часто в течение одного дня его можно принимать постоянным. В последнем случае работа турбины достаточно точно изображается тем или другим видом рабочей линейной характеристики (§ 11-3). Однако каждому напору соответствует такая характеристика с иным расположением кривых. Чтобы обнять в пределах возможных изменений напора все *такие линейные характеристики одной, объединяют их универсальной* характеристикой, которую обычно называют эксплуатационной но которая по аналогии с линейными могла бы проще называться рабочей топограммой.

Эксплуатационная характеристика может быть построена в разных видах. Обычно напор откладывается вдоль оси ординат. Вдоль оси абсцисс чаще всего откладывается мощность; изолинии изображают к. п. д. и допустимую высоту отсасывания (рис. 11-35), т. е. имеем:

$$\eta,\ H_{отс} = f(N, H).$$

Характеристика справа имеет ломаную пограничную линию наибольших мощностей, одна ветвь которой — вертикальная — соответствует наибольшей допускаемой генераторам мощности турбины, другая — близкая к прямой наклонная — у радиально-осевой турбины является линией допустимого (например, 5-процентного) запаса мощности. У поворотнолопастных турбин она определяется или наибольшим возможным открытием, или наибольшей допустимой высотой отсасывания. Отмечаем, что первая ветвь соответствует правому скату крыши на рис. 11-31,*б*, вторая — левому.

Рис. 11-35 относится к турбине П91-ВБ-900 при оборотности 62,5. Пограничная линия определилась на ее вертикльном отрезке по наибольшей мощности генератора, которой соответствует наибольшая (номинальная) мощность турбины 55 *Мвт*, а на наклонном участке — открытием 36 *мм* у модели диаметром 0,46 *м* при числе лопаток 32.

Точке излома пограничной линии соответствует некоторый напор (здесь — 12 *м*), именуемый расчетным по мощности напором. Этот напор является наименьшим, при котором турбина может дать номинальную мощность. При

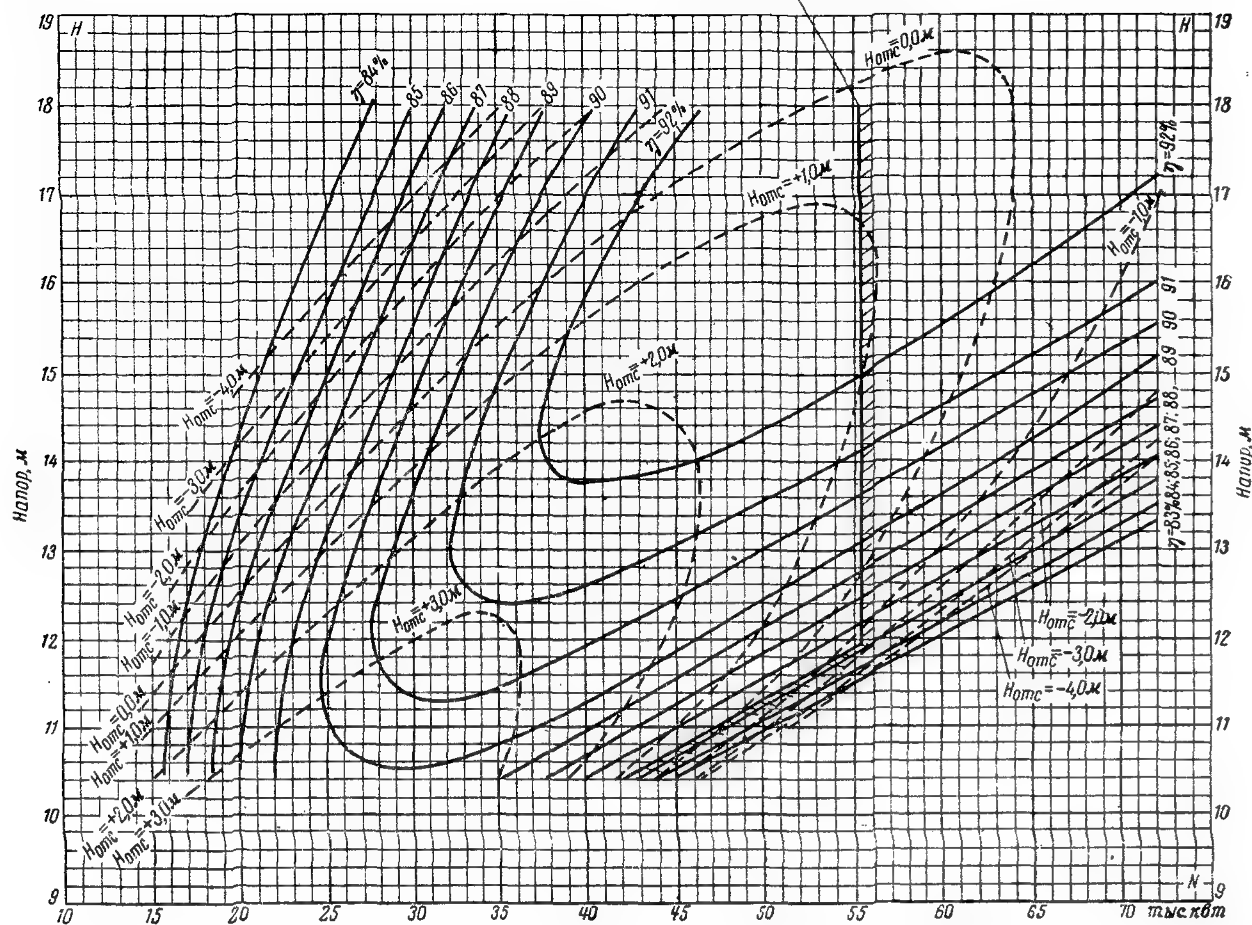


Рис. 11-35. Эксплуатационная характеристика поворотнолопастной турбины.

меньших напорах мощность турбины по тем или иным указанным выше причинам обязательно снижается. При бо́льших напорах турбина могла бы дать и бо́льшую мощность, но этому препятствует ограниченная мощность генератора или также недостаточные по соображениям прочности размеры некоторых деталей (например, вала) турбины.

Кроме напора турбины, расчетного по мощности, иногда вычисляется применительно к условиям данной гидростанции и напор турбины, расчетный по энергетике, под которым разумеется напор, средневзвешенный по времени работы гидростанции и ее мощности, т. е.

$$H = \frac{\Sigma N_i t_i}{\sum \frac{N_i t_i}{H_i}}, \qquad (11\text{-}18)$$

где t_i — отрезки времени;

H_i и N_i — соответствующие им напоры и мощности.

На рис. 11-36 дан пример эксплуатационной характеристики мощной ковшевой турбины.

На эксплуатационную характеристику наносятся иногда и изолинии соответствующих расходов.

Сеточное перестроение приведенной топограммы в эксплуатационную характеристику затруднительно, так как в выражение одной из координат, а именно мощности, входит к. п. д., не отраженный в координатах приведенной топограммы. Поэтому эксплуатационная характеристика строится по нескольким горизонтальным разрезам приведенной топограммы, т. е. как бы по нескольким рабочим расходным характеристикам.

Сперва по одной из формул (§ 4-4) пересчитывается оптимальный к. п. д. модели на натуру. Определяется соответствующий его прирост. Значения к. п. д. у всех изолиний приведенной топограммы перемечаются с мо-

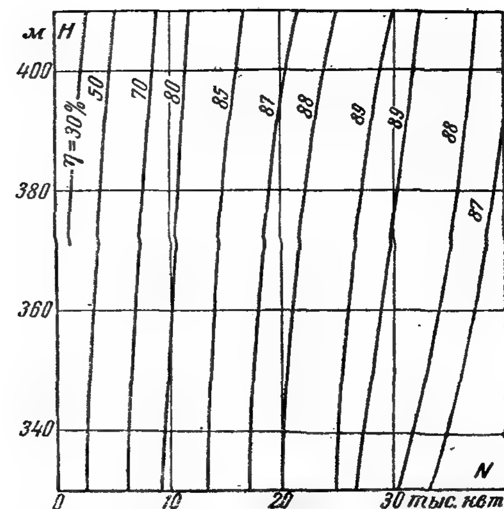


Рис. 11-36. Эксплуатационная характеристика ковшевой турбины.

дельных к. п. д. на натурные $\eta_н$ с таким же приростом.

Намечается несколько возможных на данной станции рабочих напоров (например, три для радиально-осевых турбин, пять — для поворотнолопастных). Для них при принятой оборотности турбины по (4-29) подсчитываются n'_I. При этом можно приближенно учесть рост n'_I в этом режиме при переходе к натуре, умножая его на корень из отношения оптимального к. п. д. натуры и модели.

Тогда проводятся на топограмме горизонтали для найденных n'_I. Берутся точки пересечения этих горизонталей с изолиниями; замечаются в этих точках $\eta_н$ и $Q'_{Iм}$. В соответствии с (4-9) $Q'_{Iм}$ множатся на $\sqrt{\frac{\eta_н}{\eta_м}}$ для этой точки; получается $Q'_{Iн}$. Пересчитывая последние на напор и диаметр натуры, получают $Q_н$. По $Q_н$ и напору в данных точках подсчитываются мощности $N_н$. Наконец, строятся — для каждого напора особая — рабочие характеристики $\eta = f(N)$. Ординаты этих кривых с круглыми значениями к. п. д. и их абсциссы определяют положения ряда точек на эксплуатационной характеристике, через которые и проводятся изолинии к. п. д.

Построение эксплуатационных характеристик особенно подробно разобрано в [Л. 229]. Там рекомендуется пересчитывать и n_I' при переходе режима модели в тот же режим натуры в зависимости от соответствующего роста к. п. д.

Такое построение эксплуатационной характеристики обычно, но не вполне точно. Именно с переходом от $D_м$ к $D_н$ изменяется к. п. д., а вместе с ним меняются при сохранении подобия режимов также и Q_I' и n_I'; именно точки подобных режимов передвигаются вдоль прямых подобия; если к. п. д. растет, то точки удаляются от начала координат, если он снижается, — то обратно. Новые точки располагаются на каких-то пологих кривых, выше или ниже исходной горизонтали $n'_1 = \text{const}$.

В данном случае $D_н > D_м$ и $\eta_н > \eta_м$; следовательно, чтобы при переходе от модели к натуре попасть на горизонталь, соответствующую избранному H, точки должны подняться, а тогда надо брать на приведенной топограмме точки, лежащие под этой горизонталью, — точки определяемые координатами

$$n'_{1м} = \frac{n_н D_н}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_м}{\eta_н}}$$

и

$$Q'_{1м} = \frac{Q_н}{D_н^2 \sqrt{H}} \sqrt{\frac{\eta_м}{\eta_н}}.$$

Линии, определяемые такими координатами, и следует строить под избранными, соответствующими разным напорам горизонталями. Именно по точкам пересечения таких линий с изолиниями к. п. д. и надо строить точки, а затем и изолинии на эксплуатационной характеристике.

При работе с серийной характеристикой ход построения аналогичен, хотя он несколько иной.

Наметив нужные напоры, ищем на серийной топограмме горизонтали

$$n_I'^* = \frac{nD}{\sqrt{\eta_г H}},$$

принимая здесь $\eta_г = 1$. Пересечения одной такой горизонтали с изолиниями к. п. д. топограммы указывают $\eta_{г.м}$ и соответствующие $Q_I'^*$. По $\eta_{г.м}$ подсчитываем $\eta_{г.н}$, имеющие значения, бо́льшие, чем $\eta_{г.м}$, но меньшие единицы. Следовательно, режимные точки передвигаются с горизонтали (где $\eta_г = 1$) на меньшие координаты: с ординаты $n_I'^*$ на ординаты $n_I'^* \sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{1}}$ и с абсциссы $Q_I'^*$ на абсциссы $Q_I'^* \sqrt{\frac{\eta_{г.н}}{1}}$. Эти точки определяют пологую кривую, лежащую под горизонталью $n_I'^*$. Именно по ее точкам пересечения с изолиниями к. п. д. определяются $\eta_{г.м}$, $n_I'^*$, $Q_I'^*$. Значения $\eta_{г.м}$ пересчитываются в $\eta_{г.н}$. Подсчи-

тываются сперва произведения $\eta_{г.н}$ как $\left(\frac{nD}{n_I'^*}\right)^2$, а затем и $\eta_{г.н}$ и сами напоры H. Определяются расходы

$$Q_н = Q_I'^* D^2 \sqrt{\eta_{г.н} H}$$

и, наконец, мощности

$$N_н = 9{,}8\, Q_н H \frac{\eta_{г.н}}{\eta_{мех.\,н}}\ квт,$$

где $\eta_{мех.н}$ берется по соображению, например 0,998.

Значения напора H здесь, несмотря на постоянство $n_I'^*$, несколько колеблются, и расчетные точки на эксплуатационной характеристике оказываются не на горизонталях $H=$ $=$const, а на близких к ним пологих кривых, что, однако, не снижает точности построения характеристики.

При единственной турбине на станции эксплуатационная характеристика указывает, в каком по нагрузке режиме следует держать турбину, чтобы наиболее полно использовать энергию потока. Если, например, воды для круглосуточной работы в таком режиме не хватает, то выгодно работать в этом режиме лишь часть суток, а на остальное время турбину останавливать. Это и делается иногда на гидростанциях умеренной мощности, включенных в мощную сеть.

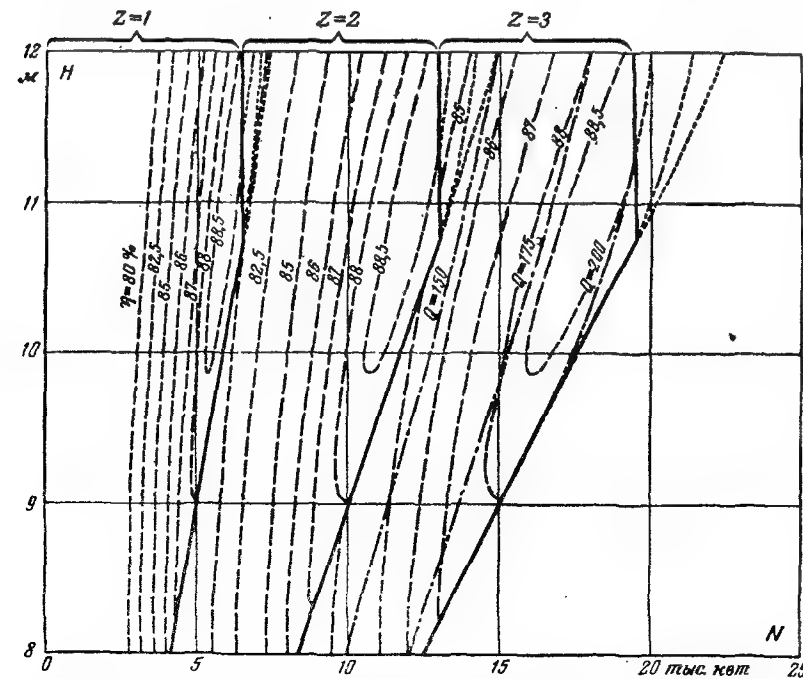


Рис. 11-37. Кратная эксплуатационная характеристика трех поворотнолопастных турбин.

Для такого применения эксплуатационная характеристика должна была бы относиться не к турбине, а к агрегату, т. е. и к. п. д. и мощности должны были бы быть помножены на разные значения к. п. д. генератора. Это усложнило бы характеристику и лишь немного уточнило бы ее, так как при больших нагрузках к. п. д. генератора почти постоянен.

Эксплуатационная характеристика с изолиниями допустимых высот отсасывания показывает наибольшую допустимую (кавитационно еще безопасную) нагрузку при наличных напоре и уровне нижнего бьефа.

Если на станции несколько турбин, что обычно, то для нее должны быть построены в одном и том же поле эксплуатационные характеристики двух, трех и т. д. одинаковых турбин, работающих параллельно при одном и том же напоре с равными нагрузками (§ 13-4). Абсциссы изолиний, а также пограничных линий такой кратной характеристики (рис. 11-37) получаются удвоением, утроением и т. д. абсцисс линий одиночной характеристики. Так, на этом рисунке нанесены пограничные линии для двух и трех турбин.

11-21. ДИСПЕТЧЕРСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Эксплуатационная характеристика указывает, как следует экономично эксплуатировать гидростанцию с одной или несколькими турбинами при задаваемых ей мощности или расходе. Она не отвечает на вопрос, как следует распределять задаваемую мощность между двумя гидростанциями с разными напорами и турбинами при условии затраты на эту мощность наименьшей энергии воды и сбережения наибольшего запаса этой энергии для дальнейшей работы.

Последнюю задачу мы предлагаем решать на основании характеристик, которые можно назвать диспетчерскими, потому что целесообразное распределение нагрузок между электростанциями одной сети лежит на обязанности диспетчерской части.

При этом распределении нельзя руководствоваться только требованием работы на них турбин или агрегатов с наибольшими к. п. д. Если одна из гидростанций сработала свое водохранилище и работает при малом напоре, то, хотя бы ее турбины и имели при этом высокий к. п. д., ее работа невыгодна: каждый кубический метр воды, пропускаемый ею, не додает энергии, так как напор уменьшен. Может быть выгоднее перевести всю или часть нагрузки на другую гидростанцию, где напор близок к максимальному, хотя бы турбины первой станции и должны были тогда работать при меньшем к. п. д.; при этом станция будет производить накопление воды, что скажется на повышении ее напора.

За меру экономичности эксплуатации в этом случае удобно принять

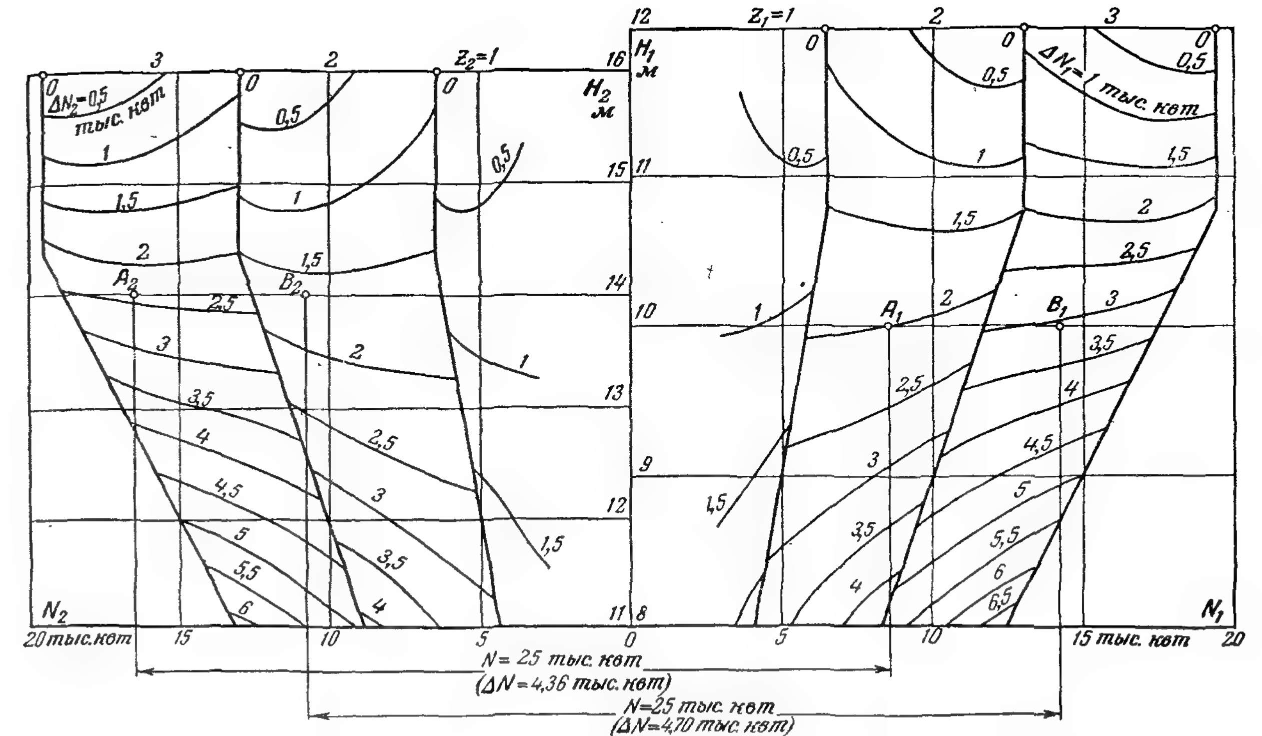


Рис. 11-38. Диспетчерская характеристика двух параллельно работающих гидростанций.

отклонение мощности обеих гидростанций при наличных напорах, расходах и к. п. д. от наибольшей возможной *для них при тех же расходах, но при полных напорах* и наибольших к. п. д.

Отсюда следует, что для каждой гидростанции должна быть построена характеристика ее одновременно работающих турбин (при равномерной их нагрузке, если они одинаковы, § 13-4), т. е. графическая связь между напором H, мощностью N и потерями ΔN от неполного напора и уменьшенного к. п. д. Эта связь может быть выражена, конечно, в разных формах, например топограммой $\Delta N = f(N, H)$ (рис. 11-38, правая половина).

Для построения такой топограммы мы рекомендуем взять эксплуатационную топограмму и найти на ней режим с наименьшими потерями, т. е. с наибольшим произведением $\eta_0 H_0$. Часто этот режим соответствует наибольшему напору турбины. Так, например, на рис. 11-35 такому режиму соответствует мощность 55 *Мвт* при любом напоре между 16 и 18 *м*. Последний напор является для станции наибольшим. При работе турбины в другом режиме при мощности N, к. п. д. η, напоре H и расходе Q ее мощность N будет меньше мощности $N+\Delta N$ при η_0 и H_0, но при том же расходе Q в отношении

$$\frac{N}{N+\Delta N} = \frac{H\eta}{H_0\eta_0},$$

т. е. потеря мощности от неполных H и η будет:

$$\Delta N = N\left(\frac{H_0\eta_0}{H\eta} - 1\right).$$

Для построения изолиний ΔN используем набор характеристик вида, изображенного на рис. 11-32; при этом задаемся потерей ΔN, мощностью N и некоторым к. п. д.; тогда по уравнению

$$H = \frac{N}{N+\Delta N} \cdot \frac{H_0\eta_0}{\eta}$$

определяем H; точки N и H определяют на топограмме η; *производим пересчет H по уточненному η* и т. д. При плавности изолиний и последовательности их построения к. п. д. нащупывается достаточно точно и не всегда требуется даже единственный повторный пересчет. По нанесенным для разных $\Delta N=$const точкам проводятся их изолинии (рис. 11-38, правая часть).

Предлагаем наглядный способ использования диспетчерских топограмм для определения наивыгоднейшего деления заданной нагрузки между двумя гидростанциями. Для этого топограмму одной гидростанции (рис. 11-38) располагаем справа от начала координат, топограмму другой — слева с отложением ее положительных мощностей в левую сторону от того же начала координат. По высоте обе характеристики могут быть расположены произвольно и даже при разных масштабах для напора. На рисунке справа построена топограмма для первой гидростанции, слева — для второй.

Найдем для примера наивыгоднейшее деление нагрузки $N=25$ *Мвт* между станциями при напорах на первой $H_1=10$ *м* и на второй $H_2=14$ *м*. Для этого берем горизонтальное расстояние между точкой на $H_1=10$ и точкой на $H_2=14$ равным $N=25$ *Мвт* и двигаем обе точки одновременно влево или вправо, замечая по изолиниям при каждом их положении ΔN_1 и ΔN_2 и находя общую потерю $\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2$. При некотором положении точек (именно A_1 и A_2) эта сумма наименьшая и равна 4,35 *Мвт*. При этом на первую гидростанцию при двух турбинах падает 8,5 *Мвт*, а на вторую при трех турбинах — 16,5 *Мвт*, т. е. деление

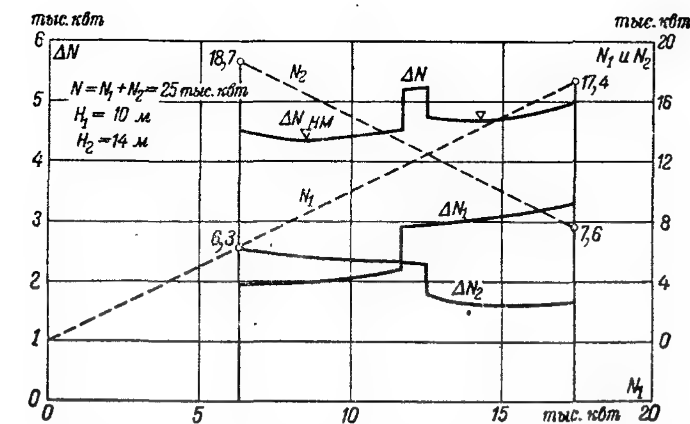


Рис. 11-39. Сравнение потерь энергии двумя гидростанциями при разном делении между ними заданной нагрузки.

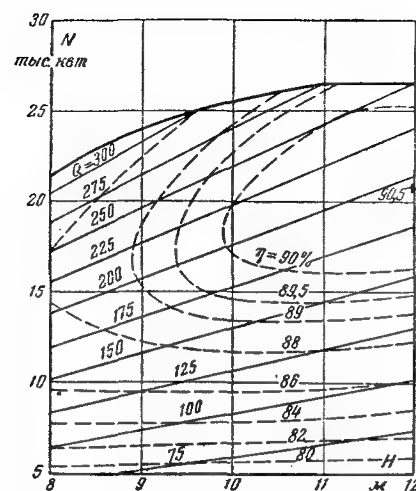


Рис. 11-40. Гидрометрическая топограмма.

нагрузки происходит в отношении 34 : 66. При любом другом делении потери больше. При достаточно частых изолиниях и некоторых приспособлениях (например, при передвигаемой по топограмме кальке с сеткой из вертикальных линий с расстояниями между ними, равными разным нагрузкам) отыскание наименьшего ΔN производится быстро.

На рис. 11-39 прослежено графически изменение в зависимости от разного деления нагрузки 25 *Мвт* при указанных напорах. Пунктирами указаны в функции от N_1 слагаемые мощности N_1 и N_2, сплошными линиями — частные и суммарные потери ΔN. Видно, что при неудачном делении потеря может достигнуть 5,25 *Мвт*. Если почему-либо желательно значительно увеличить расход гидростанции *I*, то можно применить иное деление (B_1 и B_2 на рис. 11-38), но при этом потеря будет составлять 4,7 *Мвт*. Особенно же невыгодно приблизительно равное деление нагрузок, когда потеря доходит до максимума (рис. 11-39).

С некоторым усложнением рассмотрение может быть распространено и на три параллельно работающие станции.

Все рассмотрение предполагает, что напор зависит только от уровня верхнего бьефа, но не от уровня нижнего, который был принят постоянным.

Диспетчерские характеристики указанного вида предложил Д. О. Сейфулла. Однако он строил их лишь для ряда одинаковых турбин одной гидростанции в виде, например, одной левой половины на рис. 11-38. Мы распространили их здесь на параллельную работу двух станций, что позволило придать рассмотрению бо́льшую широту и решать сложную задачу выгоднейшего распределения между ними нагрузки с учетом разной сработки их водохранилищ.

11-22. ГИДРОМЕТРИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Если на эксплуатационные характеристики нанесены изолинии расходов (рис. 11-40 для турбины П90-742), то такие характеристики могут быть названы гидрометрическими. Они должны иметь большое значение при использовании гидростанций в качестве гидрометрических постов.

Именно наблюдение и изучение речного стока по времени очень важны. Проектирование и постройка крупных гидростанций возможны только на реках, хорошо изученных гидрологически. Это изучение основывается на накапливаемых за много лет данных гидрометрических станций и постов, располагаемых вдоль рек и ведущих учет их мгновенных расходов.

По возведении на реке каскада гидростанций старые посты становятся непригодными, так как их мерные створы оказываются на водохранилищах с огромными живыми сечениями при ничтожных скоростях. Но в то же время река оказывается в иных местах перегороженной плотинами и машинными зданиями гидростанций, которые могут и должны быть использованы как гидрометрические посты.

Для этого плотинные водоспуски должны быть протарированы на их расход при разных открытиях затворов и разных уровнях воды, а для определения расхода турбин надо или иметь налицо гидрометрические характеристики, определяющие расход турбин по их нагрузкам и напорам, или же иметь постоянные расходомеры у отдельных турбин (§ 18-8).

11-23. ТОПОГРАММА, ПРИВЕДЕННАЯ К ЕДИНИЧНЫМ НАПОРУ И ОБОРОТНОСТИ

Приведенная топограмма в употребляемом теперь виде $\eta=f(Q_I',n_I')$ достаточно полно изображает свойства турбины в разных режимах, но она недостаточно наглядна, например в отношении влияния напора на режимы. С этой точки зрения была бы предпочтительнее предлагаемая нами топограмма вида:

$$\eta = f\left(\frac{Q_I'}{n_I'},\ \frac{1}{n_I'^2}\right).$$

Мы имеем:

$$\frac{Q_I'}{n_I'} = \frac{Q\sqrt{H}}{\sqrt{H}\cdot D^2 nD} = \frac{Q}{nD^3} = Q_{nD}, \qquad (11\text{-}19)$$

где через Q_{nD} обозначаем расход подобного режима, приведенный к единичным оборотности и диаметру (ср. § 4-7). Далее,

$$\frac{1}{n_I'^2} = \frac{H}{n^2D^2} = H_{nD}, \qquad (11\text{-}20)$$

где через H_{nD} обозначаем также приведенный напор. Тогда получаем топограмму вида $\eta = f(Q_{nD}, H_{nD})$. При желании отнести такую топограмму к избираемым для натурной турбины n и D нам нужно было бы только

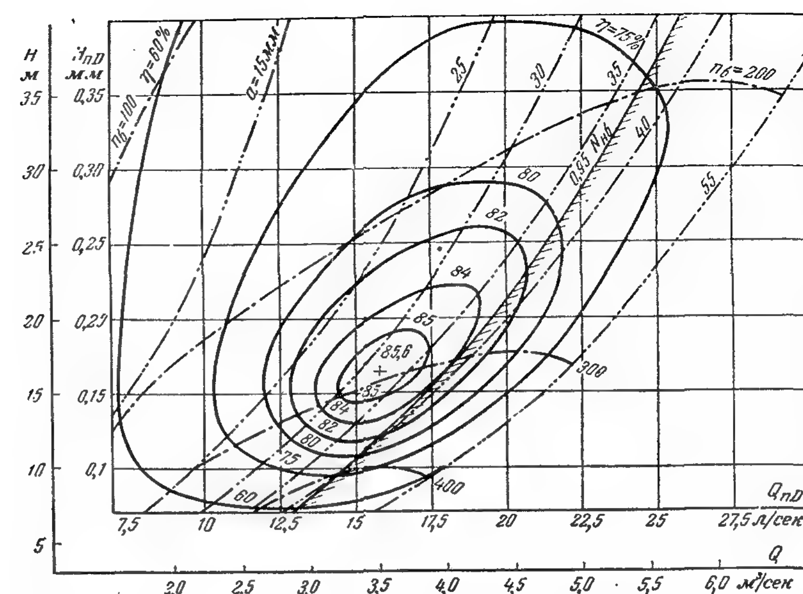


Рис. 11-41. Единая топограмма модели Р300-27,6 и перевод ее в эксплуатационную при $D = 0{,}84$ *м* и $n = 375$.

продолжать вдоль осей координат новые шкалы: для абсцисс — более мелкие — в nD^3 раз, для ординат — в n^2D^2 раз. При такой разметке топограмма из приведенной просто обращается в эксплуатационную вида $\eta = f(Q, H)$; на нее легко наносятся и изолинии мощности.

Перестроение обычной приведенной топограммы в новую производится сеточным способом (§ 11-14) достаточно просто. Для этого шкалу ординат на исходной топограмме разбиваем на круглые значения $H_{nD} = \dfrac{1}{n_I'^2}$ и проводим горизонтали. Затем из начала координат проводим ряд наклонных с круглыми значениями $Q_{nD} = \dfrac{Q_I'}{n_I'}$.

Получаем косоугольную сетку, которая соответствует прямоугольной сетке Q_{nD} и H_{nD} новой топограммы.

Такая топограмма представляет особое удобство и в следующем отношении. При переходе от модели к натуре повышается к. п. д., что ведет по § 4-3 к повышению при том же режиме как скоростей, а следовательно, и расходов, так и оборотностей пропорционально корню из к. п. д., но Q_{nD} остается по (11-19) при этом все же постоянным.

Следовательно, в предлагаемой топограмме точки изолиний к. п. д. остаются на прежних абсциссах и шкала последних в исправлении не нуждается. Но повышение в режиме оборотности из-за повышения к. п. д. должно передвигать точки изолиний к. п. д. на бо́льшие оборотности, т. е. на меньшие ординаты. Эта передвижка может быть заменена дополнительным уменьшением делений шкалы напоров по оси ординат в $\sqrt{\dfrac{\eta_н}{\eta_м}}$ раз.

Значения к. п. д. у изолиний могут быть заменены другими, если принимается, что к. п. д. или относительные потери во всех режимах растут пропорционально. При других предположениях можно эти значения к. п. д. увеличивать на постоянную величину или же для разных изолиний принимать разные множители для к. п. д. или для относительных потерь.

На рис. 11-41 полностью построена такая новая топограмма для турбины Р300-27,6 (рис. 11-17). Дополнительные шкалы размечены для натуры при диаметре 0,84 *м*, оборотности 375 и, следовательно, для напоров 12—40 *м*. Рост к. п. д. при переходе на натуру не учтен.

Топограмма такого предложенного нами в 1955 г. [Л. 281] вида, непосредственно построенная по модельным опытам в качестве приведенной к оборотности и диаметру и лишь простой переметкой шкал обращаемая в эксплуатационную, годную для подобной турбины при любых ее диаметре, оборотности и напоре, заслуживает названия «единой» топограммы и широкого внедрения взамен обычной приведенной.

11-24. ВНЕДРЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК В ГИДРОТУРБОСТРОЕНИЕ

Значение характеристик уже предчувствовал Нератов в первом на русском языке (1841 г.) руководстве по турбинам [Л. 169]. Он дал прообраз оборотной характеристики $N=f(n)$ в виде рис. 11-42, указав, что мощность турбины меняется в зависимости от оборотности по некоторой имеющей максимум кривой *ABC*, потребляемая же машиной-орудием мощность растет по некоторой параболовидной кривой *AD*. Чтобы извлечь из турбины наибольшую мощность, надо по его указанию сообразовать между собой оборотности турбины и машины-орудия (или передачи к последней).

Опытные оборотные характеристики вида $Q=f(n)$ строил в 1838 г. француз Морен, за ним — американец Френсис в 1849 г. в виде N, Q, η, $M=f(n)$, рабочие — немец Генель в 1861 г. в виде $\eta=f(a)$. В начале XX в. линейные характеристики уже были в широком употреблении.

Напорная характеристика была построена впервые в России, а именно в 1908 г. (§ 11-5).

Универсальные характеристики (топограммы) в России строились И. И. Куколевским уже с 1907 г. как результат исследования турбин в гидравлической лаборатории МВТУ. Одна из первых опубликованных в печати топограмм, а именно вида η, $a=f(n_s)$, была построена чехом Прашилем в 1908 г. В 1920 г. уже везде применялись топограммы видов, близких к современным.

Внедрению характеристик в советскую практику много содействовали Егиазаров [Л. 70], Морозов [Л. 161] и Бовин, наладивший в 1927 г. испытание модельных турбин для Днепровской гидростанции в гидротурбинной лаборатории ЦАГИ (теперь ВИГМ [Л. 26]).

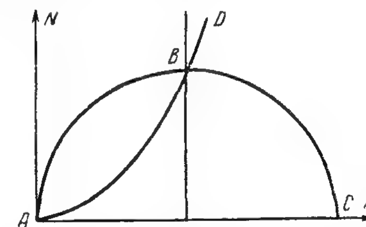


Рис. 11-42. Оборотная характеристика Нератова 1841 г.

В последние годы разработкой новых видов характеристик и их использованием занимаются Сейфулла [Л. 205 и 206] и Золотарев [Л. 78]; характеристики последнего, впрочем, относятся больше к целым гидростанциям, чем к турбинам. Опытное построение характеристик см. [Л. 62].

За рубежом характеристиками и притом только в простейших видах [Л. 275] пользуются сравнительно мало в противоположность Советскому Союзу, где они разработаны в самых разнообразных видах и находятся в широком употреблении, в том числе и для сравнительного подбора турбин по разработанному нами способу (§ 13-6).

Очевидно, совершенствование и широкое применение турбинных характеристик именно в Советском Союзе объясняются разным подходом к использованию естественных производительных сил в буржуазных и социалистическом государствах. Если в первых постройка гидростанций имеет своей целью получение на наименьший вложенный капитал наибольшей прибыли, то в последнем такая постройка стремится к наиболее полному в интересах народного хозяйства использованию водного источника как в энергетическом, так и в других сопряженных отношениях: транспортном, оросительном, обводнительном, рыбоводческом, противопаводковом и, наконец, климатическом.

11-25*. РАБОТА ГИДРОАГРЕГАТА ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ, НАИВЫГОДНЕЙШЕЙ ОБОРОТНОСТИ

Современные мощные электрические сети питаются трехфазным током постоянной частоты, в частности в Советском Союзе — с 50 периодами в секунду. Именно такой ток и производится на гидроэлектростанциях синхронными генераторами. Для поддержания постоянной частоты *необходимо у гидротурбины*, имеющей общий с генератором вал, поддерживать постоянную скорость вращения или оборотность (число оборотов в минуту), хотя бы и менялись нагрузка и напор.

Между тем всякая гидротурбина в разных своих режимах имеет разные к. п. д., т. е. передает своему валу механическую энергию, составляющую то бо́льшую, то меньшую долю гидравлической энергии пропускаемого ею через себя водного потока. Если напор и не изменяется, то все же она способна выдавать равные мощности при разных оборотностях с разными к. п. д., но только при одной из этих оборотностей ее к. п. д. является наибольшим, а расход — наименьшим. При заданной нагрузке было бы выгодно пускать турбину именно с этой наивыгоднейшей оборотностью. Между тем трехфазный генератор требует, чтобы оборотность оставалась одной и той же, что заставляет турбину работать менее выгодно, перерасходуя воду.

Положение усложняется при переменном напоре. Тогда каждому сочетанию напора и нагрузки соответствует своя навыгоднейшая оборотность.

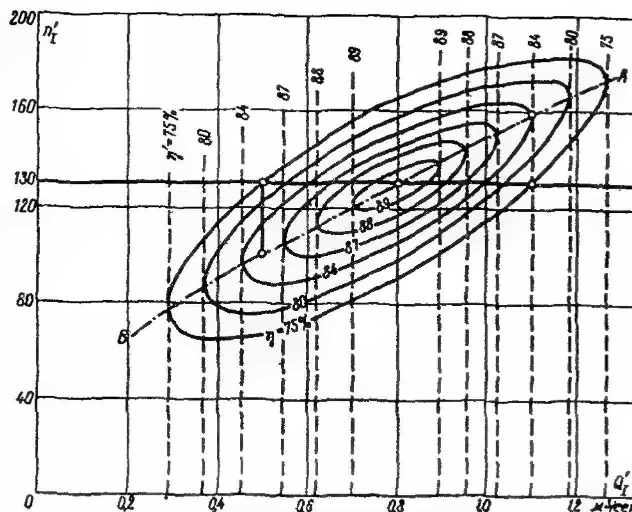


Рис. 11-43. Схема приведенной топограммы гидротурбины с линией соприкосновения *AB*.

Рассмотрим на рис. 11-43 некоторую приведенную топограмму; на ней видна связь

$$\eta = f(Q_I', n_I').$$

Видим, что здесь наивысший к. п. д. имеется в режиме с $Q_I' = 0{,}8$ *м³/сек* и $n_I' = 130$. Вероятно, что постоянная оборотность турбины будет выбрана по этому последнему значению. Пусть напор турбины $H = 25$ *м*, ее диаметр $D = 2$ *м*. (Условно примем, что помеченные к. п. д. соответствуют этому диаметру). Тогда имеем оборотность

$$n = \frac{n_I' \sqrt{H}}{D} = 325.$$

Проведем к овалам изолиний справа и слева касательные. Видим, например, что при $Q_I' = 1{,}1$ наша турбина при $n_I' = 130$ и $n = 325$ будет иметь к. п. д. 75% и даст

$$N = Q_I' \sqrt{H} D^2 \frac{\gamma H \eta}{102} = 4\,050 \text{ квт}.$$

Между тем при тех же Q *и* Q_I', *но при* $n_I' = 160$ и $n = 400$ она имела бы к. п. д. 84% и давала бы

$$N = 4\,050 \cdot \frac{84}{75} = 4\,530 \text{ квт},$$

т. е. на 19% больше. При $Q = 0{,}5$ для повышения к. п. д. с 75 до 85,5% надо было бы понизить n_I' до 100 и n до 250.

Наивыгоднейшие приведенные оборотности вообще лежат на линии *AB*—геометрическом месте касания вертикалей с изолиниями. Будем называть эту линию линией соприкосновения. На топограммах разных турбинных типов она располагается по-разному.

Мы только что рассмотрели поведение турбины при постоянном напоре. Если напор падает, то точки работы турбины с *постоянной оборотностью* перемещаются на приведенной топограмме вверх, при росте напора — вниз. Следовательно, турбина с наклонной линией соприкосновения при переходе на переменную оборотность меняет свой к. п. д. и при постоянстве напора и при его колебаниях, а с горизонтальной линией — лишь при колебаниях. Однако редкие турбинные типы (например, ПЛ245, ПЛ510, РО211) имеют почти горизонтальную линию соприкосновения; у большинства она имеет вправо подъем и очень редко (например, у ПЛ70) — спад. Особенно крут подъем у пропеллерных турбин.

Рассмотрение приращения к. п. д. у турбин и количественного прироста вырабатываемой ими энергии можно вести на топограммах и приведенных и эксплуатационных (§ 11-20), обозначаемых как

$$\eta = f(N, H).$$

Для последнего рассмотрения возьмем, например, приведенную топограмму турбины типа ПЛ587, примененного, в частности, на Волжской гидростанции имени Ленина.

Топограмма показывает, что оптимальному режиму приблизительно соответствуют $Q_I' = 0{,}76$ *м³/сек* и $n_I' = 114$. При этом наибольший к. п. д. испытанной модели диаметром 0,46 *м* равен 88,9%.

Предполагаем, что мы имеем такую же натурную турбину, т. е. диаметром 0,45 *м*. Хотим использовать ее при напорах 16, 19, 22, 26 и 30 *м* с постоянной оборотностью $n = 1\,160$, которой при среднем напоре 22 *м* соответствует $n_I' = 114$. Тогда остальным четырем напорам будут соответствовать $n_I' = 133{,}5$; 122,8; 104,8 и 97,6. Построим (§ 11-20) соответствующую эксплуатационную топограмму на рис. 11-44.

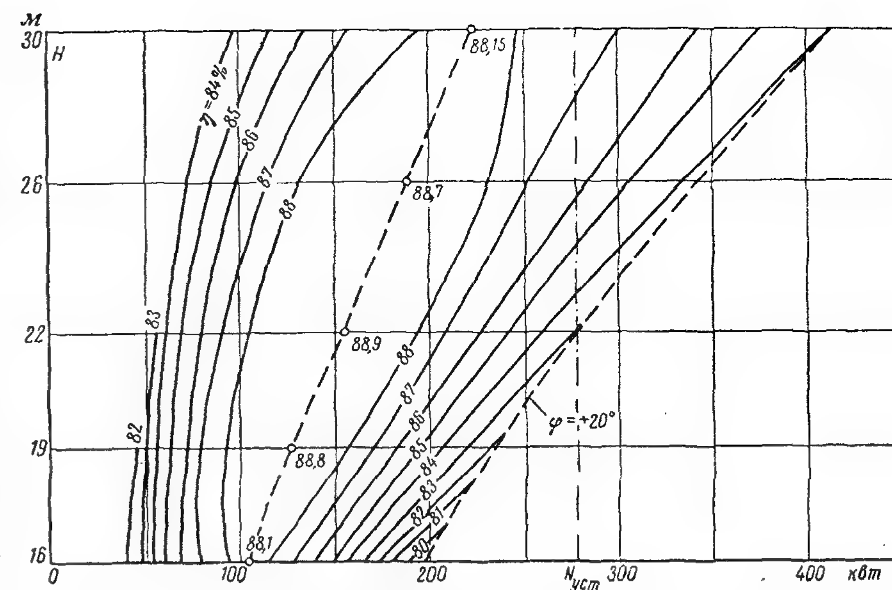


Рис. 11-44. Эксплуатационная топограмма турбины ПЛ587-ВБ-46 при постоянной оборотности $n = 1\,160$.

Теперь для той же турбины при тех же напорах построим (рис. 11-45) другую эксплуатационную топограмму аналогичным способом, но так, чтобы турбина в каждом режиме имела особую оборотность, а именно наивыгоднейшую при данном Q_I'. Для этого строим линию соприкосновения и в точках ее касания читаем n_I', Q_I' и η', по которым при разных напорах подсчитываем и переменные оборотности n' и соответствующие мощности, а знание напоров, мощностей и к. п. д. и позволяет нам построить рис. 11-45.

Сравнение рис. 11-44 и 11-45 уже на глаз позволяет вывести заключение, что в ряде режимов работа турбины с переменной оборотностью выгоднее, чем с постоянной.

Для более точного учета прироста к. п. д. сравниваем рис. 11-44 и 11-45 по точкам, вычисляем относительный прирост

$$\Delta\eta = \frac{\eta' - \eta}{\eta}$$

и изображаем его на рис. 11-44 изолиниями.

Устанавливаем, что около среднего напора этот прирост близок к нулю, а в углах поля он растет до 5%. Средний прирост по всему полю равен 0,62%.

Подсчитываем нужную переменную оборотность n'. Она находится в пределах 1 000—1 500.

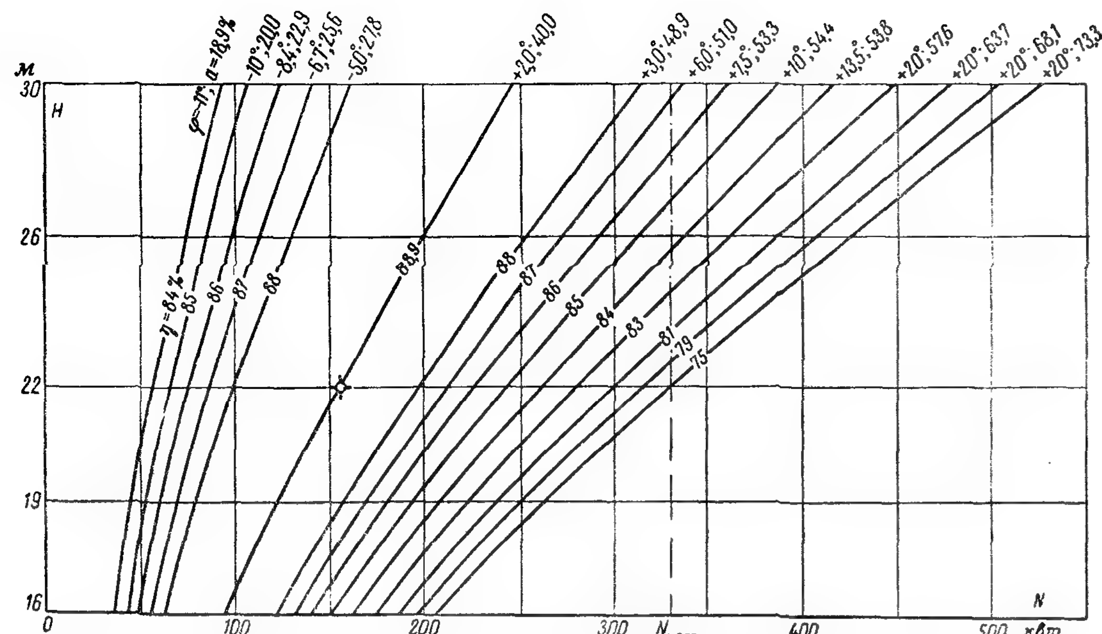


Рис. 11-45. Эксплуатационная топограмма турбины ПЛ587-ВБ-46 при переменной оборотности.

Далее замечаем: каждой изолинии к. п. д. на рис. 11-45 соответствует своя точка касания на исходной приведенной топограмме, а такой точке соответствует у поворотнолопастной турбины свое сочетание открытия a с разворотом φ. Следовательно, каждой названной изолинии соответствует постоянство такого сочетания, что, конечно, облегчит наладку регулирования. Эти сочетания помечены на рис. 11-45.

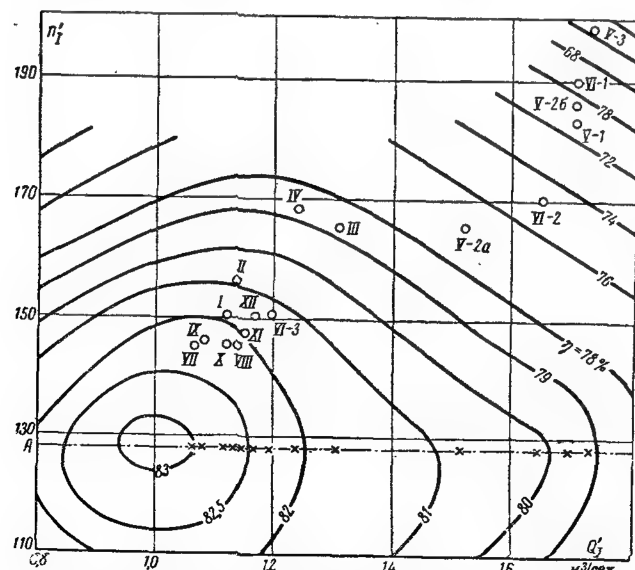


Рис. 11-46. Расположение режимных точек работы турбин на низконапорной гидростанции при оборотностях — постоянной (кружки) и переменной (крестики).

У пропеллерных турбин линия соприкосновения имеет крутой подъем. Вследствие этого при переходе на переменную оборотность здесь наблюдается прирост к. п. д. при всех напорах, и он очень велик. Так, при использовании турбины Пр91 при $\varphi=-5°$ при напоре 8—16 *м* прирост к. п. д. доходит в углах поля до 6 и 14%, а в среднем равен 3,6%.

Указанным средним значениям прироста к. п. д. (0,6 и 3,6%) соответствовал бы такой же прирост выработки энергии турбиной без перерасхода воды лишь в том случае, если бы турбина использовалась по времени равномерно *по всему полю топограммы*, т. е. при всех возможных сочетаниях напора с нагрузкой.

В действительности турбины работают на станциях лишь в ограниченном числе режимов и с разнообразной для каждого режима продолжительностью.

Определим соответствующий средний за год прирост их к. п. д. и выработки ими энергии для одного характерного примера низконапорной гидростанции. Турбины для них подбираются в соответствии с запроектированными по водохозяйственному плану расходами гидростанции. Поэтому здесь удобнее иметь дело не с мощностями по эксплуатационной топограмме, а с расходами по приведенной.

Изобразим на рис. 11-46 такую взятую из [Л. 267] топограмму для варианта оборудования Камской гидростанции 22 турбинами ПЛ245-ГБ-480 с оборотностью 136,4.

На рис. 11-46 кружками обозначены намеченные по водохозяйственному плану режимы работы турбин по месяцам (*I—XII*), а в мае—июне по десяти- и пятидневкам. Линия соприкосновения *AB* почти горизонтальна. Сносим каждую точку с кружком на эту линию, помечая точку здесь крестиком.

Итак, при постоянной оборотности турбины *работают с к. п. д. по положению кружков*, при переменной — по положению крестиков.

Подсчитав и выработку энергии за весь год с учетом изменения к. п. д., мы пришли к заключению, что выработка энергии турбинами за этот год растет с 2 423 до 2 496 млн. *квт·ч*, т. е. на 3%. На столько же относительных процентов растет и средневзвешенный к. п. д. турбин. Это при учете среднего к. п. д. генераторов около 97% соответствует дополнительной выработке энергии станцией на 71 млн. *квт·ч*.

Что касается кавитационных условий, то они в данном случае не ухудшаются, так как в соответствующей части приведенной топограммы изолинии коэффициента кавитации σ почти отвесны.

Для регулирования турбин, работающих на переменной оборотности, нужно разработать особый регулятор, поддерживающий ту оборотность, которая предусматривается комбинацией напора с нагрузкой. В настоящее время существуют электрогидравлические регуляторы (§ 14-22), способные получать импульсы от самых разнообразных источников. Разработка подобных, нужных в данном применении регуляторов поэтому не представит больших трудностей.

Рассмотрение возможности использования гидроагрегатов при переменной оборотности см. в следующем параграфе.

11-26 *. ГИДРОАГРЕГАТЫ С ПЕРЕМЕННОЙ ОБОРОТНОСТЬЮ ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ЭНЕРГИИ ПОСТОЯННЫМ ТОКОМ

В настоящее время считается установленным, что для передачи крупной энергии на большие расстояния постоянный ток предпочтительнее переменного по двум по крайней мере причинам (например, [Л. 237]).

Во-первых, дальность передачи переменным током ограничивается снижением при росте дальности электрической устойчивости передачи. Когда две электрические сети связаны *линией переменного тока, необходимо*, чтобы обе сети работали синхронно, с равными частотами. Перед включением в сеть некоторой линии диспетчер производит ее синхронизацию, т. е. уравнивает в линии и сети частоты и фазы. После включения линии синхронная работа обеспечивается сама собой, однако только пока передаваемая линией мощность не превосходит некоторого предела. Если же нагрузка линии возрастает выше этого «предела устойчивости», то синхронная, согласованная работа разных гидростанций сети нарушается; на одном конце линии *машины начинают вращаться быстрее, чем на* другом, и передача энергии становится невозможной до тех пор, пока диспетчер не произведет синхронизацию снова.

Предел устойчивости падает с ростом дальности передачи и растет с ростом напряжения. Но как ни повышается теперь в трехфазных передачах последнее, все же трудности в передаче энергии таким током на дальние расстояния очень велики.

Другим фактором, ограничивающим дальность передачи трехфазным током, является протекание по линии зарядного тока, пропорционального ее длине и напряжению. Этот ток вызывает джоулевы потери, пропорциональные кубу длины линии. В полной мере эти потери проявляются при работе линии без нагрузки. Зарядная мощность полностью компенсируется при вполне определенном значении нагрузки, называемом «натуральной мощностью линии передачи». При очень длинных линиях отклонение нагрузки от этой мощности *влечет за собой резкое увеличение потерь и* создает большие трудности при регулировании напряжения передачи.

При передаче энергии на большие расстояния постоянным током высокого напряжения эти два недостатка передачи отпадают, но возникают другие трудности. Для такой передачи нужно напряжение, например, 400 *кв*, между тем как генератор постоянного тока (динамомашина) может быть построен (главным образом из-за трудности изоляции) лишь на 20 *кв* и при к. п. д. лишь 94%. Повышение напряжения постоянного тока трансформаторами невозможно.

Тогда современная техника разработала такой способ создания постоянного тока большого напряжения. Генератор создает трехфазный ток; его напряжение повышается в трансформаторах, а затем он в особых устройствах—«выпрямителях» — выпрямляется, т. е. преобразуется в постоянный, который и передается на расстояние. Там для питания местных сетей *он в других устройствах* — «*инверторах*» или «обратителях» — снова превращается в трехфазный.

За границей осуществлен ряд таких передач; так, в Швеции с 1954 г. работает переда-

ча с материка на о. Готланд (100 *км*, 100 *кв*, 20 *Мвт*) [Л. 135].

В Советском Союзе для изучения проблемы был основан в Ленинграде Научно-исследовательский институт постоянного тока Министерства электростанций, а в 1950 г. была построена в опытных целях такая передача от тепловой электростанции [Л. 168] при данных: 112 *км*, 30 *Мвт*, ±200 *кв*, т. е. 400 *кв* между двумя проводами и 200 *кв* между каждым проводом и землей. Этот опыт вполне себя оправдал. Потери в передаче с ее концевыми устройствами составляют 6,5—11% в зависимости от передаваемой мощности.

В ближайшем будущем вступит в строй такая передача энергии Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС на Донбасс уже при напряжении ±400 *кв* [Л. 173]. Из 22 агрегатов этой станции к такой передаче приспосабливаются 8.

В перечисленных случаях генераторы имеют постоянную оборотность. Однако для работы выпрямителей нет необходимости подавать в них ток постоянной частоты. Отсюда следует, что при указанном способе получения постоянного тока гидротурбина, вращающая трехфазный генератор, могла бы иметь и переменную оборотность, наивыгоднейшую при наличных напоре и нагрузке. Это повело бы, как нами установлено в предшествующем параграфе, к повышению среднего к. п. д. турбины, например, на 3%, что в абсолютных цифрах дало бы огромный прирост энергии, вырабатываемой на наших гидростанциях.

Так, гидростанция мощностью 5 млн. *квт* при переменной оборотности агрегатов повысила бы вырабатываемую ею в год энергию на 3%, т. е. примерно на 750 млн. *квт·ч*.

Есть предположение [Л. 192], что за пределами семилетия будут осуществлены мощные электропередачи постоянным током напряжением 1,4 млн. *в*: от енисейских гидростанций на Северный Урал и от Нижне-Обской гидростанции до Вологодской и Горьковской обл.

Следует отметить, что Червоненкис уже в 1948 г. указывал [Л. 237], что для повышения к. п. д. турбины желательно иметь возможность менять ее оборотность. Однако он полагал, что ее оборотность должна приспосабливаться лишь к колебаниям напора. Мы, самостоятельно придя к аналогичной мысли лишь в 1957 г., посмотрели на явление шире, признав, что изменение оборотности полезно и при постоянном напоре в зависимости от нагрузки, и подробнее, чем здесь, рассмотрели этот вопрос в [Л. 291].

В иностранной литературе указаний на пользу переменной оборотности и возможности ее использования мы не встречали.

Наше рассмотрение приводит к практическому выводу: *при предусматриваемом росте производства и передаче на расстояния электроэнергии и при ожидаемом росте числа таких передач посредством постоянного тока следует предусматривать эксплуатацию вырабатывающих энергию гидроагрегатов с переменной оборотностью.*

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ПОТЕРИ В ТУРБИНАХ И БАЛАНСЫ ИХ ЭНЕРГИИ

12-1. БАЛАНСЫ ЭНЕРГИИ И ПОТЕРИ РАЗНЫХ ВИДОВ

Будем называть балансом энергии гидротурбины ряд отнесенных к разным ее режимам сопоставлений отданной ею полезной мощности и различных в ней потерь. Удобно и эту полезную мощность турбины $N_т$ и потери N выражать в долях мощности турбинного потока $N_{пот}=Q\gamma H$ *кгм/сек*, или $Q\gamma H/102$ *квт*. Также удобно это сопоставление изображать не таблицами, а графиками, которые будем называть балансовыми характеристиками. Они, конечно, могут быть и линейными (§ 11-3) и топограммами (§ 11-7).

Всякая характеристика (например, рабочая или приведенная топограмма) с нанесенными линиями к. п. д. является простейшей балансовой характеристикой, так как она для каждого режима указывает, какая доля энергии потока является полезной (η) и какая доля ($1-\eta=\xi$) теряется. Поэтому целесообразно называть балансовыми только такие характеристики, на которых потери разделены на несколько видов.

Это деление относительных потерь $\frac{N}{N_{пот}}=\xi$ на их виды может производиться в первую очередь по источнику их происхождения. Именно в проточных частях турбины имеется гидравлическая потеря $\xi_г$; на поверхностях рабочего колеса, соприкасающихся с водой вне его проточной части и трущихся о воду, имеется дисковая потеря $\xi_д$; утечка части расхода в обход колеса дает объемную потерю $\xi_{об}$, потери трения в опорах и сальниках — механическую потерю $\xi_{мех}$.

Доли гидравлической потери могут быть отнесены к ряду последовательных частей турбины: турбинной камере, направителю, колесу, отсасывающей трубе. Доля последней может быть разделена на потерю выходную (в виде кинетической энергии выхода из трубы) и потерю внутреннюю (в самой трубе).

Задачу такого деления поставил еще в 1905 г. Пра́шиль (его характеристику можно найти, например, в [Л. 250, рис. 95]). Однако решение задачи оказалось возможным лишь после достаточной разработки методики лабораторных и натурных исследований, и только в 1930-х годах появляются первые достаточно подробные балансовые характеристики как турбин, так и лопастных насосов.

В МВТУ опытные балансовые характеристики для насосов начал строить И. И. Куколевский с 1935 г., в ВИГМ — С. С. Руднев с 1937 г. [Л. 199], для турбин — В. С. Квятковский с 1938 г.

В последние годы наметилось стремление суммарную гидравлическую потерю делить не по месту, а по виду ее происхождения. Тогда она делится на доли (§ 12-8): гидравлические потери путевая, вихревая и, как прежде, выходная.

Вся эта разбивка общей потери на отдельные (по месту или виду происхождения) доли ведет к изучению зависимостей различных потерь от параметров турбины и выделению более крупных потерь. Следовательно, она позволяет проектировщикам и изготовителям турбин направлять свои усилия на уменьшение этих крупных потерь, известных по происхождению и сосредоточенных в определенных частях турбины, которые именно и надо совершенствовать, тем самым повышая к. п. д. турбин. Так, например, теперь можно считать установленным, что потери в быстроходном колесе сравнительно малы, а в отсасывающей трубе при больших нагрузках — велики и, следовательно, в совершенствовании особенно нуждается именно труба. Далее, в последней путевые потери ничтожны, а вихревые велики. Следовательно, улучшение формы трубы может повести к заметному повышению к. п. д., а уменьшение шероховатости ее стенок влияния на к. п. д. почти не окажет.

Снижение потерь в турбине, даже на небольшую долю, приносит огромную пользу народному хозяйству. Так, снижение потерь на 1% на гидростанции 500 *Мвт* при выработке последней 2 000 млн. *квт·ч/год* дает дополнительную выработку 20 млн. *квт·ч/год*. Кроме того, и мощность станции возрастает на 5 000 *квт*, что может быть оценено также дополнительной экономией в капиталовложениях. Необходимо поэтому бороться за каждую десятую долю процента повышения к. п. д.

Разделение потерь на отдельные доли ведет к уточнению пересчета к. п. д. и коэффициента кавитации с модели на натуру, так как отдельные виды потерь связаны с параметрами работы турбины различными собственными зависимостями и принятие для пересчета единственной зависимости, общей для всех них (§ 4-4), есть лишь очень грубое приближение. Потеря модели должна быть разложена на доли, каждая доля — пересчитана по-своему, а затем все они сложены, что и может дать к. п. д. натуры (§ 12-9).

12-2. МЕХАНИЧЕСКАЯ ПОТЕРЯ

Наиболее крупная из потерь — гидравлическая — может быть опытно определена как разность между общей *потерей и суммой остальных, второстепенных*. Поэтому начинаем с рассмотрения последних.

Механическая потеря $\xi_{мех}$ является потерей трения в опорах и сальниках турбины. Потери современных крупных турбин в сальниках и подшипниках малы и трудно определимы, почему внимание обращается преимущественно на потери в подпятниках.

Потери в подпятниках зависят от осевого усилия (§ 9-8). Оно определяется достаточно просто и расчетом (§ 9-8 и 10-8) и опытом. При проведении последнего подпятник работающей вертикальной модели опирается на прибор, замеряющий это усилие. Таким прибором может быть или двуплечий рычаг, опирающийся одним концом на весы, или тензометр, определяющий после тарировки усилие по деформации, указываемой часто и электрическим прибором. Вычитанием из полного осевого усилия веса ротора в воздухе получается гидравлическое осевое усилие.

На *ЛМЗ* был произведен ряд соответствующих опытов. Наша обработка некоторых их серий дала топограммы по рис. 12-1 и 12-2. На них указаны изолинии приведенных гидравлических усилий по выражению (9-20):

$$P'_I=\frac{P_г}{D^2H}.$$

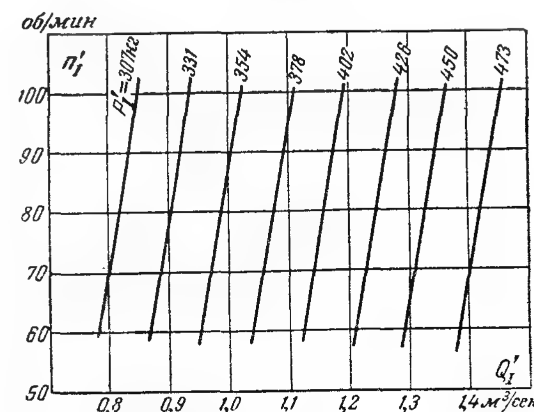


Рис. 12-1. Приведенные гидравлические усилия модели Р123-46.

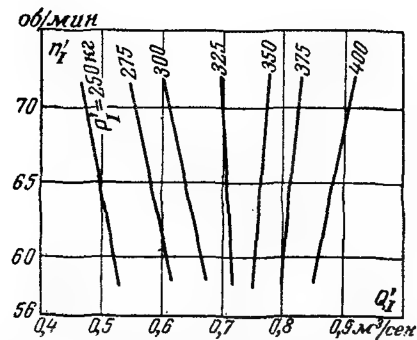


Рис. 12-2. Приведенные гидравлические усилия модели Р82-46.

Видно, что у радиально-осевых турбин это усилие заметно растет с расходом, что можно объяснить повышением давления в *предлопастном пространстве*, а следовательно, и на верхний обод при увеличении открытия. С ростом оборотности усилие или слабо падает, или слабо растет. У поворотнолопастных турбин (рис. 12-3) оно заметно падает с ростом расхода и растет с ростом оборотности.

У натурных вертикальных турбин осевое усилие определяется по пропорциональному усилию *прогиба* опорной крестовины или непосредственно по осевой деформации вала.

На рис. 12-4 указана по опытным данным зависимость приведенного гидравлического усилия для ряда турбин при их приблизительно оптимальной оборотности. Крестиками указаны оптимальные режимы. Видно, *что это усилие в большинстве случаев равно 300—500 кг*. Можно думать, что высокое расположение кривой *a* объясняется испытанием натуры при комбинаторной связи, которая не явилась наивыгоднейшей по к. п. д.

В режимах малых расходов турбина бывает лишь при ее запуске. Для удобства последнего комбинаторная связь тогда намеренно отклоняется от оптимальной, что и объясняет крутизну левой ветви кривой *a*.

Момент механического трения, а следовательно, и сама потеря на модели замеряются с трудом. Обычно применяется способ выбега, при котором ротор турбины без воды искусственно разгоняется до большой оборотности. Затем он постепенно снижает ее, причем она *автоматически записывается*. Момент трения может быть вычислен по моменту инерции ротора и кривой падения оборотности в зависимости от времени.

Однако так получается момент при нагрузке ротора лишь весом. Если были бы хорошо известны зависимости момента трения в обычных у моделей шарикобых подшипниках от осевого усилия и оборотности, то *можно было бы подсчитать этот момент и при любом* известном гидравлическом усилии. Однако указанная зависимость пока точно не известна.

По другому способу к ротору модели без воды подвешивается дополнительный груз, заменяющий гидравлическое усилие. Ротор приводится во вращение при нужной оборотности от мотор-весов. Устройство их *аналогично устройству генератор-весов* (§ 11-2) с заменой, однако, электрического генератора электрическим двигателем. Мотор-весы замеряют развиваемый ими и идущий на преодоление трения момент. Часть его идет на незначительную вентиляционную потерю (от трения колеса о воздух).

При иногда применяемом способе падающего груза *на вал турбины без воды навертывается шнур*; его конец с грузом перекидывается через блок. Груз подбирается так, чтобы при его спуске вал вращался равномерно. Способ очень груб и негоден для точного определения потери, так как при нем не учитывается гидравлическое давление, а оборотность вала при опыте мала и далека от рабочей. Способ пригоден лишь для *сравнительной оценки качества перемонтажа модели*.

Применение стенда с передачей на тормоз или генератор-весы не только момента полезной мощности, но и момента механического трения (§ 11-2, рис. 11-6) позволило бы обойтись без замера механической потери и прямо определять все остальные потери турбины.

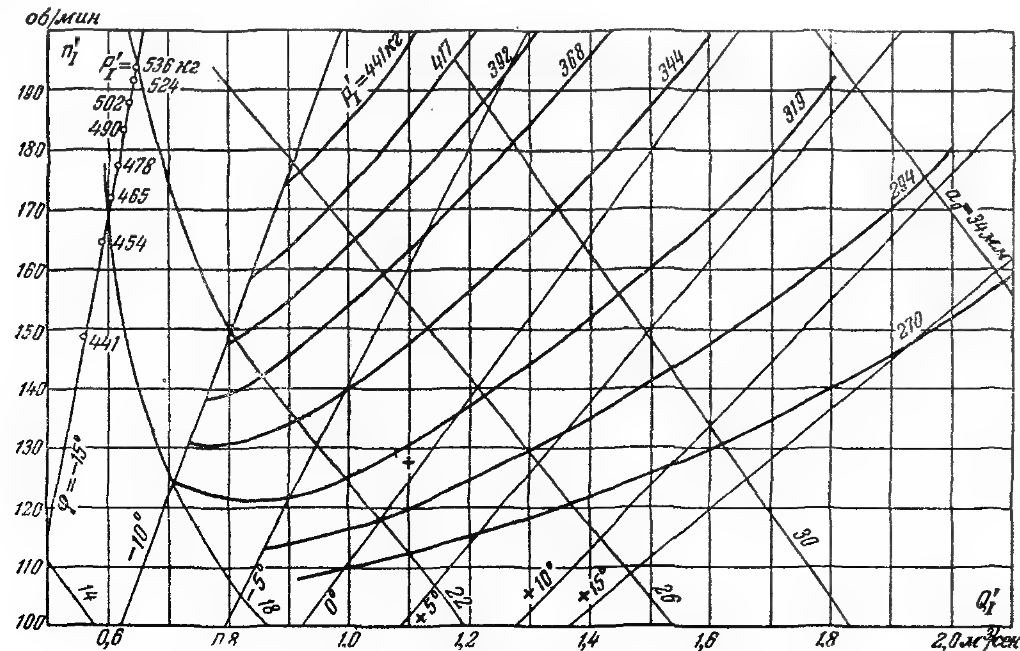


Рис. 12-3. Приведенные гидравлические усилия модели П510-46.

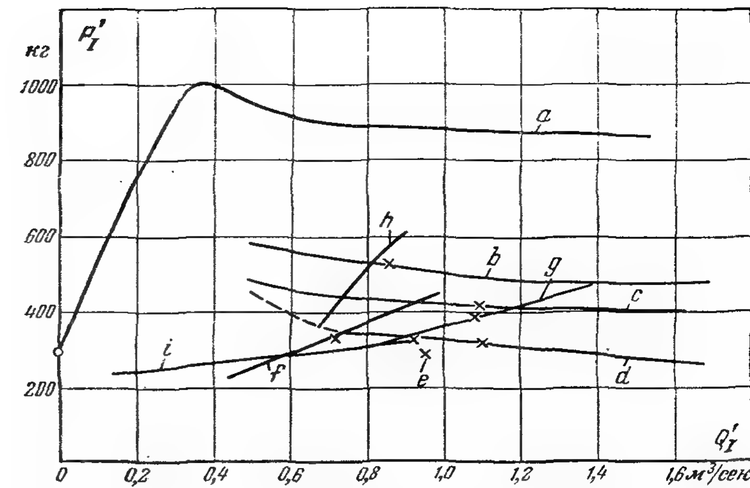


Рис. 12-4. Приведенные гидравлические усилия при оптимальных оборотностях турбин.

a—П454-487,5 (Кегумская); *b*—П495-46 (модель); *c*—П245-46 (модель); *d*—П510-46 (модель); *e*—П201-46 (модель); *f*—Р82-46 (модель); *g*—Р123-46 (модель); *h*—Р495-46 (модель); *i*—Р100-175 (Аджарис-Цхали).

У крупных вертикальных натурных турбин потеря в подпятнике достаточно точно определяется по его нагреву в установившемся режиме, для чего замеряются расход охлаждающей подпятник воды и повышение ее температуры. Обычно к турбине относят лишь половину теряемой так мощности; вторая ее половина относится *на счет генератора*. Лишь при особо тщательных опытах деление производится пропорционально осевым усилиям, даваемым генератором и турбиной. Определенная по первому способу деления для восьми различных крупных натурных турбин относительная механическая потеря $\xi_{мех}$ оказалась равной 0,13—0,23%, для одной менее мощной — около 1%.

При одной и той же оборотности гидравлическое усилие и момент трения у радиально-осевых турбин с открытием растут, у поворотнолопастных — падают. Но благодаря росту расхода относительная механическая потеря при росте мощности падает у тех и других, что и изображено на рис. 12-5.

Однако, как уже сказано, определение механической потери у модели затруднительно и она еще мало исследована. Наверное, она очень разнообразна и в разных лабораториях и на разных стендах; даже на одном и том же она меняется после его перемонтажа. Пока можно думать, что эта потеря находится в пределах 1—4%; у моделей меньших диаметров она больше, чем у крупных. Пример хорошего исследования $\xi_{мех}$ см. [Л. 41 и 94]; в последнем источнике описывается испытание модели ПЛ495-25.

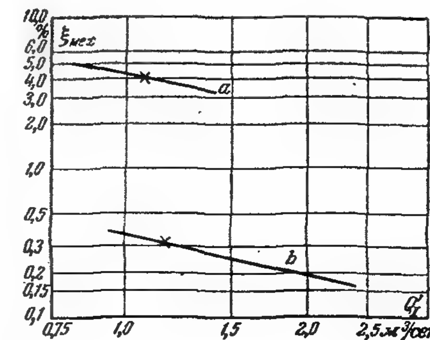


Рис. 12-5. Относительные механические потери при нормальной оборотности.

a—модели Р123-46; *b*—натуры П91-900.

12-3. ДИСКОВАЯ ПОТЕРЯ

Соответствующая энергия теряется турбиной вследствие трения *о* воду поверхностей вращающегося рабочего колеса вне его проточной части. У радиально-осевой турбины такие поверхности имеются на внутреннем ободе колеса — под крышкой и в уплотнениях и на его наружном ободе — в уплотнениях и внутри колесной камеры. Так как эти поверхности находятся на различных телах вращения, часто цилиндрических, и только иногда на дисках, то термин боковая потеря или вращательная потеря был бы более метким, чем дисковая.

У крыловых турбин таких поверхностей нет; все поверхности колеса омываются рабочим потоком; исключением является небольшая поверхность ничтожного радиуса на втулке колеса под крышечным обтекателем. Поэтому у таких турбин принимаем дисковую потерю отсутствующей. У ковшевых турбин за дисковую потерю можно принимать потерю от трения колеса о воздух.

Дисковую потерю определить непосредственно на реактивной турбине при ее рабочем режиме считается пока невозможным. Но вполне допустимо переносить на турбины результаты опытов, производимых над дисковым трением на специальных, удобных для таких опытов стендах.

Сила, возникающая между вращающейся поверхностью турбины и неподвижной или медленнее вращающейся водой, вообще пропорциональна квадрату относительной скорости. Если вблизи вращающейся стенки колеса находится неподвижная стенка камеры, уплотнения и т. п., то вода между стенками приходит во вращение, в первом приближении — с половинной скоростью. Тогда сила трения колеса о воду и ее момент уменьшаются вчетверо, относительная угловая скорость — вдвое, потеря — в 8 раз. Но таких потерь становится уже две: между каждой из стенок и водой. Следовательно, общая потеря уменьшается лишь вчетверо.

Это приблизительно верное положение позволяет сравнивать и использовать для определения дисковой потери в турбине различные опыты, произведенные над вращением дисков как в больших объемах почти неподвижной жидкости, так и при сближенных стенках при вращающемся между ними слое.

Однако названная сила пропорциональна квадрату скорости лишь при определенном значении числа Рейнольдса, а именно когда оно больше, чем $6 \cdot 10^5$. Тогда эта сила, а следовательно, и потеря пропорциональны $\sqrt[5]{Re}$. В турбинах число Re обычно больше указанного предела.

Наше перестроение соответствующих известных формул и проверка коэффициентов по ряду известных, в том числе и произведенных на ЛМЗ и в ВИГМ опытов, приводят к следующим формулам дисковых потерь. Для одной стороны плоского круглого диска имеем:

$$N_{пл} = \frac{0,15 n^3}{10^5} \cdot \frac{D^5_{нар}}{\sqrt[5]{Re}}, \qquad (12\text{-}1)$$

где Re вычисляется по наружному диаметру диска $D_{нар}$ и его окружной скорости.

Для плоского кольца $N_{п.л}$ вычисляется как разность потерь для двух дисков. Для цилиндрической поверхности с образующей l и диаметром D имеем:

$$N_{цил} = \frac{1,9n^3}{10^5} \cdot \frac{D^4 l}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}}}. \qquad (12\text{-}2)$$

Линейные размеры подставляются в метрах, потеря получается в киловаттах. Для полной поверхности колеса надо суммировать ряд плоскостных и цилиндрических потерь и получить $N_д$, а затем и относительную дисковую потерю $\xi_д$.

Конечно, нельзя доверять постоянству коэффициентов в этих формулах. Потеря, несомненно, зависит от очертаний подвижных и неподвижных стенок, расстояний между ними, их шероховатости и т. п. Поэтому ошибку в определяемых по ним потерях $\pm 25\%$ можно считать вполне возможной.

Из приведенных формул нами выведено заключение, что при подобии у двух турбин не только их проточных частей, но и частей, определяющих дисковое трение, и числах Рейнольдса, находящихся за указанным пределом, относительные дисковые потери в подобных режимах обратно пропорциональны корню десятой степени из напора и пятой — из диаметра. Тогда можно ввести понятие дисковой потери $\xi'_{дI}$, приведенной к единичным напору и диаметру, и для любой турбины вычислять ее дисковую потерю в подобном режиме как

$$\xi_д = \frac{\xi'_{дI}}{\sqrt[10]{HD^2}}. \qquad (12\text{-}3)$$

На рис. 12-6 нанесены две точки дисковых потерь для натурной турбины Р123-545 (новой днепровской, но без разгрузочных отверстий) и модели Р128-80. Они подсчитаны по соответствующим чертежам и формулам (12-1) и (12-2). Через эти точки проведены наклонные прямые по (12-3). Для промежуточных типов принято,

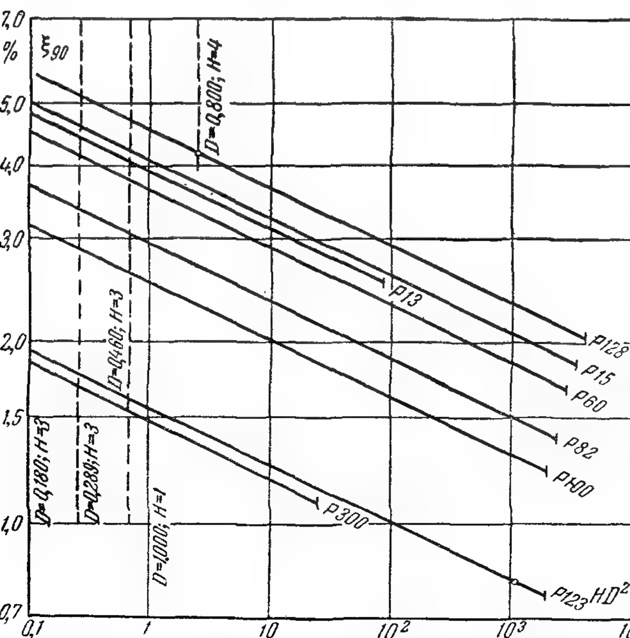


Рис. 12-6. Относительные дисковые потери в оптимальных режимах радиально-осевых турбин разных типов.

что потери пропорциональны приращениям их быстроходностей. Этот график позволяет определять дисковые потери в оптимальных режимах радиально-осевых турбин в предположении подобия их колес и уплотнений.

Из графика видно, что дисковая потеря в оптимальном режиме у моделей равна 1,5—5%; у натур она может снижаться до 0,8—2%; она вообще тем больше, чем меньше быстроходность турбины.

Крупные турбины могут иметь толщины ободьев и другие размеры не вполне пропорциональными их диаметрам, а меньшими. Это уменьшает их дисковые потери против пересчета по (12-3). При учете такого снижения две точки на рис. 12-6 оставались бы на своих местах, но прямые получили бы больший уклон.

Расчет плоского трения по Ка́рману [Л. 150] приводит к формуле, очень близкой к (12-1); расчет цилиндрического трения по Пфлейдереру [Л. 56] дает дисковую потерю, в несколько раз меньшую, чем по (12-2).

12-4. ОБЪЕМНАЯ ПОТЕРЯ

Расход турбины есть расход, пропускаемый ее направителем. Однако не весь расход проходит через рабочее колесо, воздействуя на его лопасти. Часть воды, пройдя через направитель, утекает у радиально-осевых турбин из-за разности давлений в обход колеса через зазор между наружным ободом и колесной камерой, а также если во внутреннем (верхнем) ободе есть разгрузочные отверстия (§ 9-9),— то и через зазор между этим ободом и крышкой. Часть расхода q, минующая колесо, называется расходом утечки или просто утечкой (иногда протечкой).

Мощность турбинного потока пропорциональна расходу турбины Q, мощность потока утечки — ее расходу q. Она является потерей. Следовательно, относительная потеря утечки, или объемная потеря,

$$\xi_{об} = \frac{q}{Q}. \qquad (12\text{-}4)$$

У крыловых турбин утекания в обход колеса нет, но есть перетекание воды в обход периферийных торцов лопастей из одного межлопастного пространства в другое, так как по обе стороны лопасти существует разность давлений, а между лопастью и колесной камерой — зазор. Соответствующий расход можно назвать перетечкой. Соответствующую ей потерю мощности скорее можно отнести к гидравлической потере, чем к объемной, так как перетекающие частицы воды какие-то доли своей энергии отдают одной паре лопастей до перетечки и другой паре — после нее. Кроме того, они как-то портят работу остального потока, увеличивая его гидравлические потери. Наконец, опытно перетечка не определяется; ее можно только грубо подсчитывать. По этим причинам у крыловых турбин принимаем отсутствие объемных потерь, так же как и дисковых.

Зазор наиболее простого вида вокруг колеса радиально-осевой турбины представляет собой кольцевую щель между двумя соосными цилиндрическими поверхностями. Ширина такой щели по радиусу b, ее длина по образующей l. Расход через нее, как и через всякое отверстие, равен:

$$q = \mu f \sqrt{2gh}, \qquad (12\text{-}5)$$

где μ — коэффициент расхода;
$f = \pi d b$ — площадь сечения;
h — перепад давления по обе его стороны.

Опыты над утечкой у турбин в их рабочих режимах очень трудны. Поэтому она исследуется или на особых стендах, имитирующих турбинные (и насосные) зазоры, или на турбинных стендах, но при как-то закрытых каналах колеса.

Наша обработка ряда советских и зарубежных опытов дала такую опытную зависимость (с погрешностью $\pm 8\%$) для коэффициента расхода цилиндрических щелей:

$$\mu = \frac{2\sqrt[3]{b}\,\sqrt[4]{u}}{\sqrt{l}}, \qquad (12\text{-}6)$$

где b и l выражены в миллиметрах, а окружная скорость колеса у щели u — в $м/сек$.

Число Рейнольдса подсчитывается для течения через щель как

$$\mathrm{Re} = \frac{2qb}{f\nu} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi d} q, \qquad (12\text{-}7)$$

где d — диаметр щели.

Формула действительна при числе Рейнольдса (пропорциональном $d\sqrt{H}$), большем примерно, чем 5 000; это неравенство соблюдается обычно не только у натурных, но и у модельных турбин.

Опыты и формула (12-6) определенно указывают на влияние на утечку скорости вращения колеса; конечно, формула непригодна при колесе, остановленном или вращающемся ненормально медленно. Несомненно, цифровой коэффициент в ней переменен и зависит, в частности, от шероховатости стенок щели.

Утечка снижает к. п. д. турбины. Поэтому надо с нею бороться, т. е. использовать щель как уплотнение. Борьба ведется: уменьшением b, увеличением l и усложнением формы щели, что уменьшает μ. На рис. 12-7 показаны усложненные формы с указанием поправочного коэффициента ψ, который можно вводить в (12-5) при применении этих форм.

Ширина b грубо берется равной 0,001 d или — несколько точнее — по такому выражению, выведенному нами для турбин ЛМЗ:

$$b = 0,2 + (0,6 \div 0,8)\,d, \qquad (12\text{-}8)$$

где b — в $мм$;
d — в $м$.

Что касается l, то оно очень разнообразно и равно $(30 \div 200)\,b$.

Перепад давлений h в (12-5) является некоторой долей напора H. Эта доля для наличных типов турбин довольно постоянна и равна 0,61 — 0,75.

Учет предшествовавших формул позволяет установить, что у двух подобных как в проточных частях, так

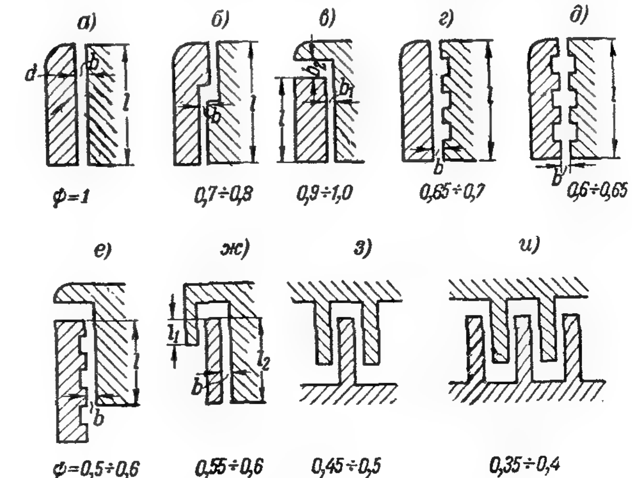


Рис. 12-7. Усложненные виды уплотнений.

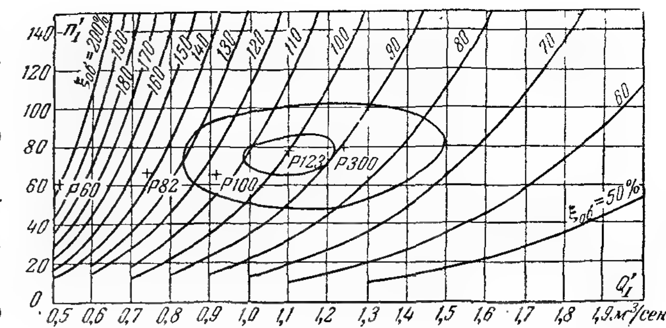


Рис. 12-8. Зависимость объемной потери от режима.

и в уплотнениях турбин с индексами «м» и «н» в подобных режимах отношение потерь равно:

$$\frac{\xi_{об.н}}{\xi_{об.м}} = \sqrt[6]{\frac{D_м}{D_н}}\sqrt{\frac{H_н}{H_м}}. \qquad (12\text{-}9)$$

Также можно установить, что одна и та же турбина при одном и том же напоре меняет свою объемную потерю пропорционально $\sqrt[4]{n'_I : Q'_I}$. Соответствующие изолинии потерь нанесены на рис. 12-8; крестики — оптимальные режимы типов.

Тогда расчет потери можно вести так. Пусть для модели Р100-46 подсчитано $\xi_{об.м}$ по ее размерам для оптимального режима. Для подобной натуры диаметром 5 $м$ при напоре 60 $м$ имеем по (12-9):

$$\xi_{об.н} = 0,67 \cdot 1,4\xi_{об.м} = 0,93\xi_{об.м}.$$

Такова потеря в режиме при $Q'_I = 0{,}92$ и $n'_I = 0{,}64$ (рис. 12-8). В режиме, например, при $Q'_I = 0{,}8$ и $n'_I = 61$ она будет в соответствии с изолиниями двух точек больше в $130 : 115 = 1{,}13$ раза.

Однако пересчету по (12-9) полностью верить нельзя, так как у натур щели уплотнений обычно относительно у́же, длиннее и сложнее, чем у модели. Расчет по чертежу модели Р123-46, например, дал потерю 1,16%; пересчет ее на диаметр 5,45 $м$ дал потерю 0,94%, а подсчет по чертежу самой этой натуры — лишь 0,22% (без разгрузочных отверстий, как у модели) и 0,35% (с отверстиями).

Если сравнить относительные потери у турбин наиболее тихоходного типа Р128 и быстроходного Р123 при одних и тех же диаметрах и напорах, при одних и тех же уплотнениях на тех же диаметрах, то относительная объемная потеря у первого оказывается в 7 раз больше, чем у второго, главным образом из-за уменьшения приведенного расхода.

Несколько иной расчет утечки см. [Л. 56].

Чехословацкий инженер З. Будловский указал на следующее. В уплотнениях разных видов дисковые потери очень различны. Разные уплотнения допускают и разные утечки. Далее, осевое гидравлическое усилие, а с ним и механическая потеря в подпятнике зависят от наличия разгрузочных отверстий и вида уплотнения у верхнего обода. Он пришел к заключению, что надо в каждом частном случае подсчитывать и суммировать эти три потери (дисковую, объемную и механическую) и применять такие уплотнения, при которых эта сум-

ма наименьшая. Так как осевое усилие и механическая потеря зависят от напора, то может случиться, что одну и ту же турбину при одном напоре предпочтительно снабдить одними уплотнениями, а при другом — иными.

У ковшевых турбин расходом утечки следует считать секундный объем той воды, которая проскакивает между ковшами, не изменяя своей скорости и, следовательно, не отдавая им энергии. Это явление иногда бывает заметным в некоторых режимах при недостаточном числе ковшей.

12-5. РАЗДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ПОВОРОТНОЛОПАСТНОЙ ТУРБИНЫ ПО МЕСТУ ИХ ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Даем пример такого разделения в поворотнолопастной турбине [Л. 101]. Модель на энергетическом стенде (§ 11-2) испытывается на воде с определением ее к. п. д. η, затем с определением ее механической потери $\xi_{мех}$ (§ 12-2). Вычет последней из общей потери ξ дает гидравлическую потерю $\xi_г$. Она разделяется на потерю выхода из отсасывающей трубы $\xi_{вых}$, внутреннюю потерю в ней же $\xi_{вн}$, потерю в направителе (и улитке, если она есть) $\xi_н$ и потерю в колесе $\xi_к$. Это разделение производится замером энергии воды в сечениях: между направителем и колесом, между колесом и отсасывающей трубкой и на выходе из последней.

Энергия воды определяется во внутренних сечениях турбины замером давлений, скоростей и их направлений посредством шаровых гидрометрических трубок (называемых также насадками или зондами). Замер производится в ряде точек на одном из радиусов сечения, а еще лучше — на нескольких. На выходе из отсасывающей трубы закрутка струи невелика и допустимо производить замеры в достаточном числе точек не шаровыми трубками, а обычными торцовыми.

Отнесенная ко всему секундному расходу потока энергия (его мощность) E в кольцевом сечении с радиусами r_1 и r_2 определяется как

$$E = \sum \frac{\Delta Q \gamma h}{102}\ квт. \qquad (12\text{-}10)$$

Удельная энергия в точке определяется как

$$h = \left(\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z\right) м, \qquad (12\text{-}11)$$

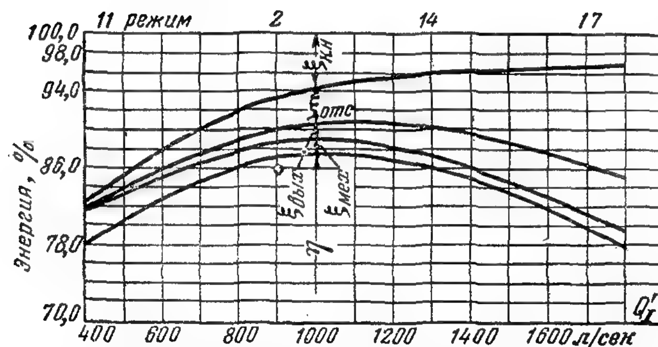


Рис. 12-9. Балансовая (по месту происхождения потерь) характеристика модели П201-ВО-46 при постоянной оборотности.

где v — замеренная в точке полная скорость. Тогда энергия всего расхода в сечении

$$E = \frac{2\pi\gamma}{102} \int_{r_1}^{r_2} h v_{ос} r \cdot dr\ квт, \qquad (12\text{-}12)$$

где $v_{ос}$ — замеренная в точке, нормальная к сечению слагающая скорости.

Разность энергий в двух последовательных сечениях является потерей на данном участке. Если им является колесо, то для определения в нем потери из этой разности надо дополнительно вычесть еще энергию, отданную колесу. Относя эти потери к энергии потока, получаем относительные потери.

Такое разделение потерь производится опытами в ряде режимов (например, в 14), разбросанных по полю приведенной топограммы. Это позволяет затем строить как линейные балансовые характеристики, так и балансовые топограммы.

На рис. 12-9 дана построенная по опытам ВИГМ [Л. 101] линейная балансовая характеристика модели П201-ВО-46 при оптимальной приведенной оборотности 130. Верхний пояс характеристики соответствует относительной потере в направителе и колесе, второй — внутренней потере в отсасывающей трубе, третий — выходной потере, четвертый — механической и пятый (нижний) — полезной мощности турбины.

Отсасывающая труба типа 4С имела осевую длину 4,8, разведение 3,24, относительную строительную высоту 2,3 и такую же длину 3,7 (§ 7-9).

Характеристика указывает на умеренность всех потерь в оптимальном режиме, на рост (очень сильный) обеих потерь в трубе с ростом расхода и мощности, на рост потерь в направителе и в колесе и механической в обратном направлении, т. е. с падением расхода.

На рис. 12-10 дана приведенная топограмма для того же колеса с указанием изолиний как к. п. д. η турбины, так и к. п. д. $\eta_{н.к}$ ее направителя и колеса вместе.

Он определяется как

$$\eta_{н.к} = 1 - \xi_{н.к} = \eta + \xi_{мех} + \xi_{вых} + \xi_{вн}. \qquad (12\text{-}13)$$

Как видно, наибольшее значение этого к. п. д. 96%. Если предположить, что особо не выделенные при опытах потери в направителе при больших расходах равны 2%, то тогда к. п. д. самого колеса очень высок и равняется 98%.

Вылков определил в МВТУ на воздушном стенде с диаметром турбины 0,32 *м* [Л. 42] потери в улитке как

$$h_к = \zeta_к \frac{v_к^2}{2g}.$$

Очевидно, соответствующая относительная потеря

$$\xi_к = \frac{h_к}{H} = \zeta_к \frac{v_к^2}{2gH} = \zeta_к V_к^2.$$

Он имел $V_к^2 = 0{,}187$ и получил для трех вариантов полных улиток $\zeta_к = 0{,}12 \div 0{,}25$; следовательно, потеря $\xi_к = 0{,}4 \div 0{,}9\%$, т. е. очень мала.

Новые приемы изучения рабочего процесса крыловых турбин предлагает Войташевский [Л. 40].

Эти приемы позволяют довольно просто приблизительно разделить гидравлические потери между направителем, колесом и отсасывающей трубой.

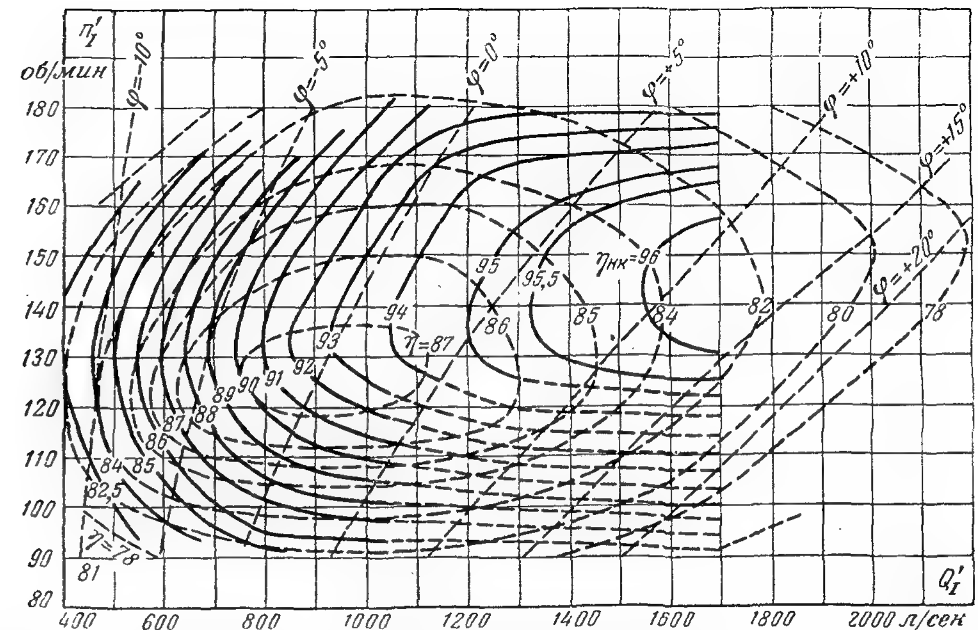


Рис. 12-10. Приведенная топограмма П201-ВО-46 с изолиниями к. п. д. турбины η и совместно направителя и колеса $\eta_{н.к}$.

12-6. ПОТЕРИ В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ

Они слагаются из потерь внутренней и выходной (§ 12-5), которые, будучи отнесены к мощности потока, дают относительные потери $\xi_{вн}$ и $\xi_{вых}$. У модельной турбины выходная потеря определяется гидрометрическими трубками на выходе, внутренняя — по остальным потерям как

$$\xi_{вн} = (1 - \eta) - (\xi_{мех} + \xi_{н.к} + \xi_{вых}). \qquad (12\text{-}14)$$

Для определения коэффициента восстановления отсасывающей трубы $\eta_{отс}$ надо осреднить по сечению входа в отсасывающую трубу как абсолютное давление p_3, так и скоростной напор $\frac{v_3^2}{2g}$, так же как формулой (12-12) осредняется энергия. Тогда

$$\eta_{отс} = \frac{B - \frac{p_3}{\gamma} - H_{отс}}{\frac{v_3^2}{2g}}, \qquad (12\text{-}15)$$

где $B - \frac{p_3}{\gamma}$ — полное разрежение, а весь числитель — динамическая его часть.

На рис. 12-11 даем по [Л. 101] образец приведенной топограммы с изолиниями и для к. п. д. турбины η и для коэффициента восстановления $\eta_{отс}$. Видно, что оптимальные режимы турбины и трубы не совпадают. Оптимальный режим последней соответствует (§ 7-5) небольшой закрутке потока по выходе из колеса. Она растет во все стороны поля, что и портит работу трубы и турбины.

На топограмму нами дополнительно нанесены изолинии потерь отсасывающей трубы в долях мощности потока $N_{пот}$:

$$\xi_{отс} = \xi_{вн} + \xi_{вых}.$$

На рис. 12-11, так же как и на рис. 12-9, эти потери растут с ростом Q_I'.

12-7. РАЗДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАКЛОННОСТРУЙНОЙ ТУРБИНЫ

И. Ф. Щипулин подробно исследовал в ВИГМ на моделях работу такой турбины. Он определял способом мотор-весов механическую потерю горизонтального ротора без воды, а исследованием сопла — и потерю в направителе.

Зная к. п. д. турбины и потери механические и объемные, он получал гидравлический к. п. д. колеса, а затем по основному уравнению (§ 3-3) при известных $\eta_г$, v_1, $\cos\alpha_1$ и $\cos\alpha_2$ определял v_2 и выходную потерю. По разности потерь он определял, наконец, и потерю на лопастях.

Это позволяло ему строить балансовые характеристики ξ, $\eta = f(Q_I')$ при постоянной оборотности (рис. 12-12) и ξ, $\eta = f(n_I')$ при постоянном открытии (рис. 12-13). Первый график показывает слабое падение с ростом расхода относительной потери в направителе и слабый рост потери на лопастях. На втором графике видны: естественное постоянство потери в направителе, огромный рост выходной потери с отклонением оборотности от оптимальной и сравнительно малое изменение потери на лопастях.

Оба графика могут рассматриваться как разрезы приведенной топограммы такой турбины (рис. 11-21): один — при $n_I' = 38$, другой — при $Q_I' = 98{,}7$ *л/сек* и ходе иглы $s = 36$ *мм*.

Потери в моделях ковшевых турбин были исследованы в МВТУ А. П. Яночкиным. Балансовые характеристики этих турбин имеют много общего с таковыми турбин наклонноструйных.

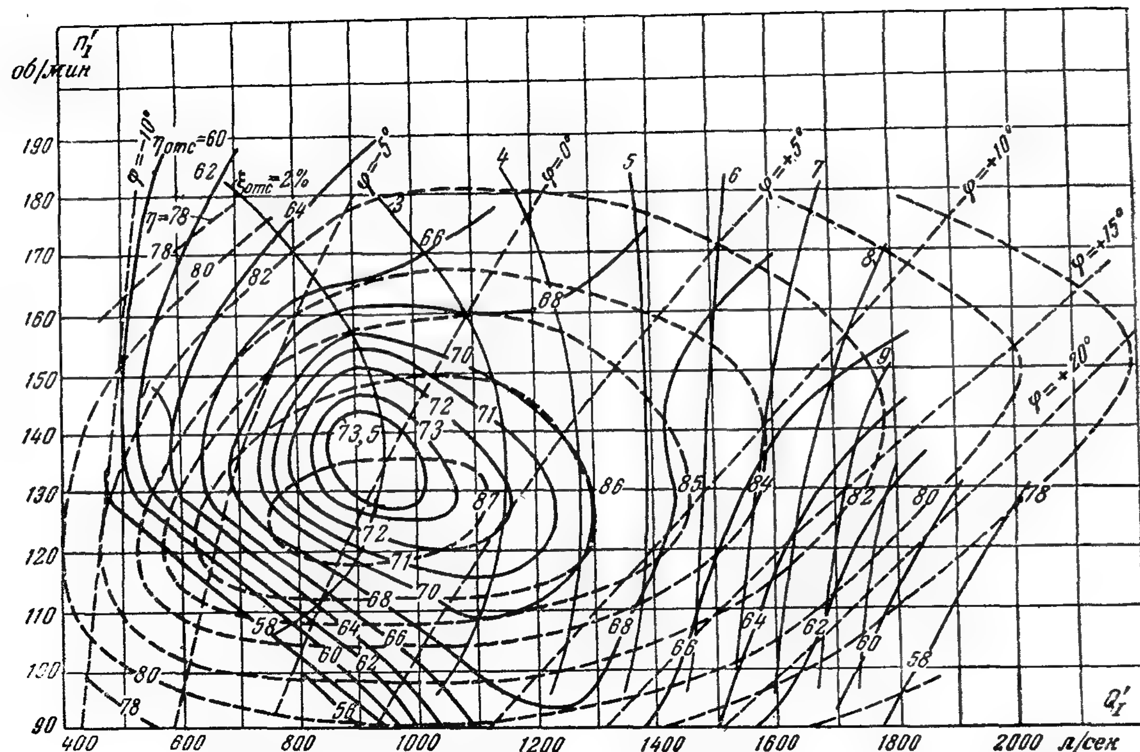


Рис. 12-11. Приведенная топограмма П201-ВО-46 с изолиниями к. п. д турбины и коэффициента восстановления отсасывающей трубы.

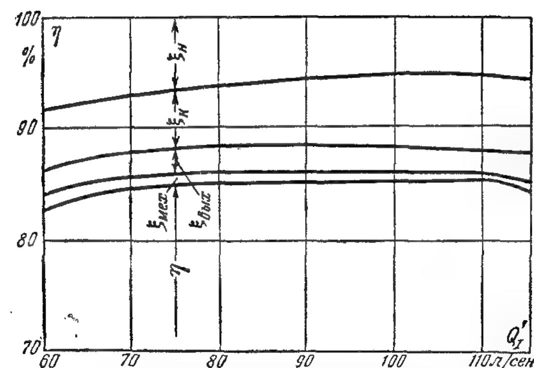


Рис. 12-12. Балансовая характеристика наклонноструйной турбины при постоянной оборотности.

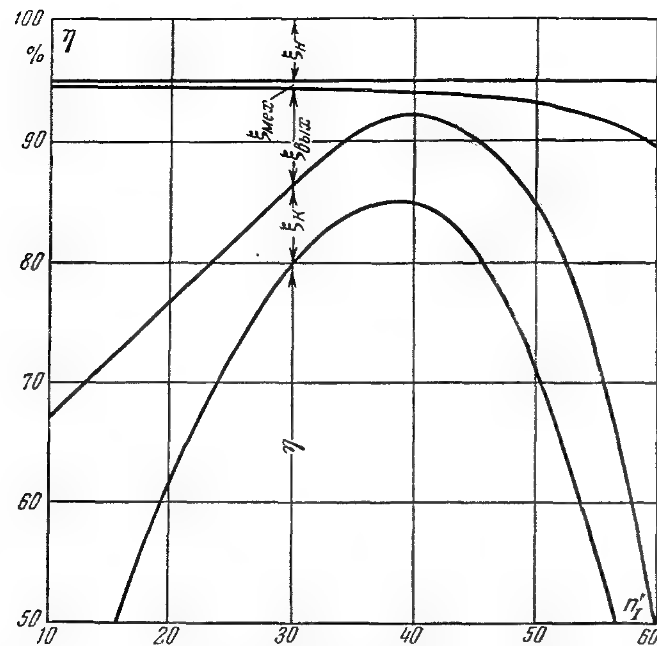


Рис. 12-13. Балансовая характеристика наклонноструйной турбины при постоянном открытии.

12-8. СПОСОБ РАЗДЕЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПО ВИДУ ИХ ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Внутренние (кроме выходных) гидравлические потери турбины *можно разделить по их происхождению* на потери протекания и обтекания. Потери протекания вызываются трением частиц жидкости как о стенки канала, так и между собой, что особенно заметно при турбулентном течении. В наиболее чистом виде эти потери изучаются в цилиндрической (или призматической) трубе. Мы будем называть эти потери путевыми $\xi_п$.

Потери обтекания вызываются *трением* между собой частиц жидкости в вихрях, срывающихся со стенок обтекаемого жидкостью тела. Такие же вихри срываются с выступов боковых стенок, затем с этих стенок *при их изломах или поворотах*; наконец, вихри образуются и вихревой слой около стенок сильно возрастает при постепенном удалении стенок друг от друга в расширяющемся канале. Мы эти потери называем вихревыми $\xi_в$. *Так называемые местные потери* главным образом вихревого происхождения.

Гидравлические потери принято принимать пропорциональными квадрату средней скорости потока и какому-то коэффициенту. Этот коэффициент у путевых потерь заметно зависит от числа Рейнольдса, а у вихревых потерь, начиная с некоторого большого числа Рейнольдса, он от него уже больше не зависит *и остается постоянным. При* переходе от модели к натуре или вообще от меньшей турбины к большей растут ее размеры; обычно растут напор и скорости, с ними растет число Рейнольдса, а следовательно, изменяются (*падают*) ее *относительные путевые потери*; вихревые же потери остаются прежними.

На этих соображениях основан предложенный нами в 1951 г. и опубликованный в 1955 г. [Л. 286] способ разделения гидравлических потерь на потери, пересчитываемые (в том же режиме) на диаметр колеса,— потери путевые $\xi_п$ и не пересчитываемые — вихревые $\xi_в$ и выходные $\xi_{вых}$. В дальнейшем будем обозначать индексом «в» потери не только вихревые, но и выходные, как одинаково не пересчитываемые.

Предполагаем, что нам известен меньший единицы множитель δ пересчета путевых потерь с модели (индекс «м») на данную натуру («н»). Тогда гидравлические потери модели и натуры

$$\xi_{г.м}=\xi_в+\xi_{п.м};\qquad(12\text{-}16)$$

$$\xi_{г.н}=\xi_в+\delta\xi_{п.м}.\qquad(12\text{-}17)$$

Отсюда по опытно определенным $\xi_{г.м}$ и $\xi_{г.н}$ и принятому δ находим:

$$\xi_{п.м}=\frac{\xi_{г.м}-\xi_{г.н}}{1-\delta};\qquad(12\text{-}18)$$

$$\xi_в=\xi_{г.м}-\xi_{п.м}=\frac{\xi_{г.н}-\delta\xi_{г.м}}{1-\delta}.\qquad(12\text{-}19)$$

Для подсчета потерь некоторой третьей подобной турбины (второй натуры) надо знать долю гидравлических потерь в данном режиме модельной турбины, подлежащую пересчету, т. е. общее для всей серии в этом режиме отношение

$$\varepsilon=\frac{\xi_{п.м}}{\xi_{г.м}}=\frac{\xi_{г.м}-\xi_{г.н}}{(1-\delta)\,\xi_{г.м}}.\qquad(12\text{-}20)$$

Тогда для этой третьей турбины (индекс «н») можем подсчитать потерю как

$$\xi_{г.н}=\xi_{г.м}\,(1-\varepsilon+\varepsilon\delta_н).\qquad(12\text{-}21)$$

Здесь, конечно, $\delta_н\neq\delta$ из-за разных размеров натур.

12-9. УТОЧНЕНИЕ ПЕРЕСЧЕТА К. П. Д. С МОДЕЛИ НА НАТУРУ

И турбостроители, и проектировщики, и эксплуатационники гидростанций нуждаются в знании к. п. д. в разных режимах турбин, только еще проектируемых или уже работающих, но еще подробно не испытанных. Лаборатории дают значения к. п. д. для подобных модельных турбин. При переходе от турбины меньшего размера (м) к турбине большего (н) к. п. д. обычно растет и притом по-разному в разных режимах.

По обычному грубому способу (§ 4-4) пересчитываются все потери турбины в ее оптимальном режиме умножением их на пересчетный коэффициент δ, который по наиболее простым формулам принимается как

$$\delta=\sqrt[n]{\frac{D_м}{D_н}},\qquad(12\text{-}22)$$

где n берется равным 4 или 5.

Для определения потерь в других режимах делаются разнообразные предположения: например, к. п. д. повышается у натуры на столько же, на сколько он повышается в оптимальном режиме, или же он повышается во столько же раз, как в оптимальном. Эти предположения очень неточны, но иногда ими приходится пользоваться как очень упрощающими рассмотрение некоторых вопросов. Так, последнее предположение очень удобно при сравнении выгодности разных вариантов турбин способом логарифмических характеристик (§ 11-15 и 13-6). На практике часто пользуются выражением (12-22) с введением для частных случаев разнообразных более или менее сложных поправок. Таков способ ЛМЗ [Л. 56 и 228].

Наш способ разделения потерь (§ 12-8) вносит в вопрос гораздо бо́льшую ясность и может повести к значительному уточнению пересчета. Для его использования необходимо наличие результатов испытаний двух подобных турбин данного типа, и знание или достаточно точное определение коэффициента пересчета.

Выполнение первого условия теперь в СССР часто имеется налицо: кроме модельного испытания, для многих типов имеется и натурное, конечно лишь при одной, нормальной для натуры оборотности и почти всегда при одном напоре, но не в режимах всего поля приведенной топограммы.

12-10. КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕСЧЕТА ПУТЕВЫХ ПОТЕРЬ

Выражение для коэффициента δ, пересчетного для путевых потерь, подлежит особому рассмотрению. Коэффициент путевого трения $\lambda_п$ в формуле потери

$$h=\lambda_п\frac{l}{d}\cdot\frac{v^2}{2g}=\lambda_п\frac{l}{4R}\cdot\frac{v^2}{2g}\qquad(12\text{-}23)$$

зависит от шероховатости стенок и числа Рейнольдса, определяемого скоростью v течения и характерным размером сечения канала, т. е. гидравлическим радиусом R. Сама потеря зависит от v и R. Она тем больше, чем *больше v и меньше R*. У крыловых турбин скорости наибольшие, а гидравлические радиусы наименьшие

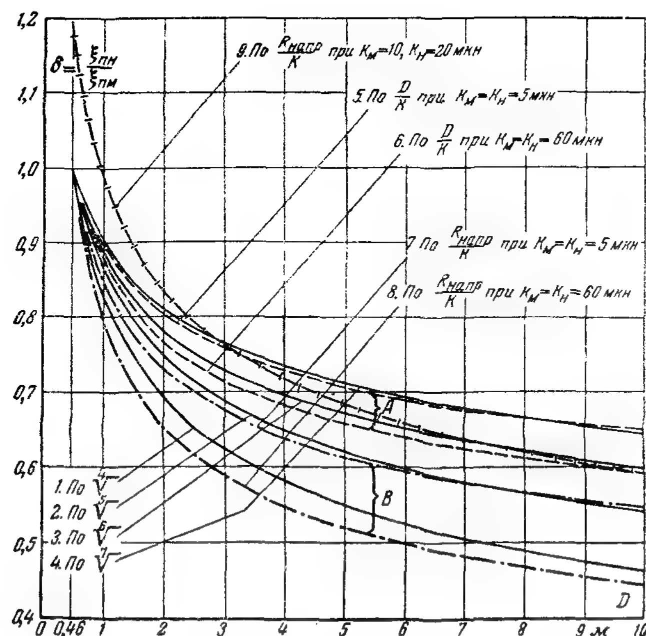


Рис. 12-14. Коэффициент пересчета путевых потерь при разных предположениях.

имеются в направителе: у радиально-осевых — и в направителе и в колесе. Здесь, несомненно, сосредоточена и наибольшая часть путевых потерь.

Гидравлика установила, что турбулентное течение может иметь два состояния: гладкое и шероховатое. Для краткости называем так сами течения. При гладком течении выступы шероховатости на стенках в среднем меньше толщины пограничного ламинарного слоя, при шероховатом — больше. С увеличением скорости толщина слоя уменьшается и гладкое течение переходит в шероховатое.

Зависимость коэффициента $\lambda_п$ от числа Рейнольдса в двух видах течения различна.

Наше исследование о возможных шероховатостях, скоростях и гидравлических радиусах в направителях и отсасывающих трубах моделей и натур в общем показало, что, за редкими исключениями, здесь, а вероятно, и в колесах имеется шероховатое течение; в частности, если в отсасывающей трубе скорости и меньше, чем в направителе, то зато в ней больше шероховатость, что и способствует образованию шероховатого течения.

Шероховатость k определяется как средняя величина выступов стенки. Исследована она в органах турбин очень мало. Можно думать, что в направителях и колесах $k=5\div60$ *мк* (микрон, т. е. тысячных долей миллиметра); в бетонных отсасывающих трубах $k=60\div600$ *мк* [Л. 245 и 107].

Используя соответствующие формулы гидравлики, для определения $\lambda_п$ и потерь напора при разных k, R, v, а следовательно, и разных типоразмерах и напорах турбин, можем вычислить и построить кривые для пересчетного коэффициента

$$\delta=\frac{\xi_{п.н}}{\xi_{п.м}}=f\left(\frac{D_н}{D_м}\right),$$

что и сделано на рис. 12-14 для $D_м=0{,}46$ *м*.

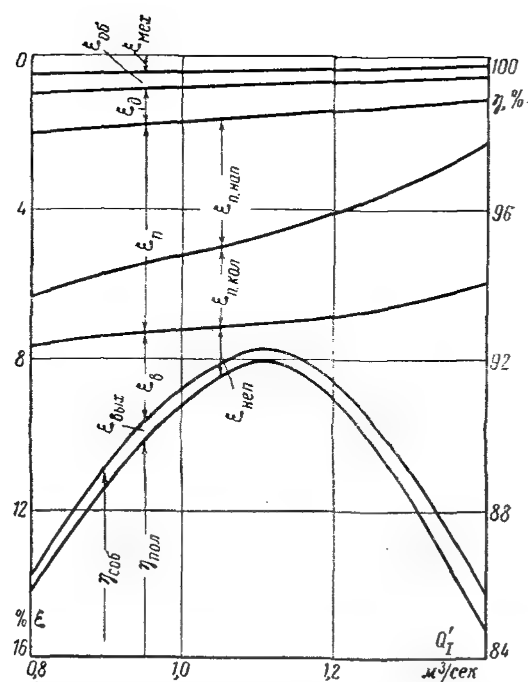


Рис. 12-15. Балансовая (по видам происхождения потерь) *характеристика крупной турбины типа РО123.*

Здесь нанесены кривые *5—9* для разных предположений о значениях шероховатости $k_м$ у модели и $k_н$ — у натуры. В формулы для $\lambda_п$ входит относительная гладкость, т. е. отношение линейного размера сечения к шероховатости. Разные кривые построены для постоянства такого отношения у подобных турбин с числителем в одних случаях в виде гидравлического радиуса каналов в направителе (*7* и *8*, группа *B*), в других — в виде номинального диаметра колеса (*5* и *6*, группа *A*).

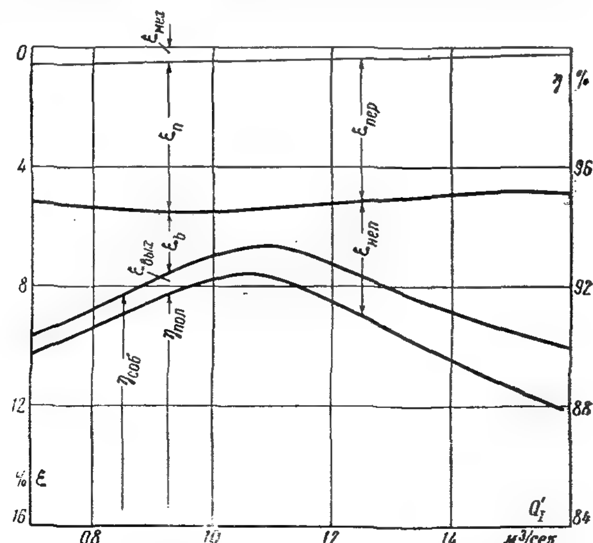


Рис. 12-16. Балансовая (по видам происхождения потерь) характеристика крупной поворотнолопастной турбины.

Ряд других кривых (*1—4*) указывает зависимость δ от отношения диаметров по (12-22) при разных $n=4\div7$.

Сравнение обоих рядов кривых показывает, что пересчетный коэффициент δ, подсчитываемый по формулам гидравлики, изображается кривыми, очень схожими по очертанию с кривыми, определяемыми по (12-22). Следовательно, при пересчете путевых потерь можно для простоты пользоваться коэффициентом δ, определяемым по этой формуле при некотором показателе n.

На рис. 12-9, 12-12 и 12-13 даны балансовые характеристики с разделением потерь по месту их происхождения. Даем на рис. 12-15 и 12-16 такие характеристики уже с разделением потерь по виду их происхождения.

Из рассмотрения их можно сделать такие выводы. Уменьшение шероховатости в проточных частях снижает $\xi_п$ и довольно равномерно повышает к. п. д. при всяких Q_I', в том числе и оптимальный к. п. д. Снижение вихревых потерь мало влияет на последний, но способно повышать к. п. д. в остальных режимах.

12-11. ПРИМЕР ПЕРЕСЧЕТА К. П. Д. ТУРБИНЫ С ОДНОГО ЕЕ ДИАМЕТРА НА ДРУГОЙ РАЗДЕЛЬНЫМ СПОСОБОМ

Произведя разделение потерь модельной турбины на отдельные их виды и применив к каждому виду особый пересчет, получаем суммарные потери и к. п. д. подобной турбины иного размера. Называем этот *предложенный нами способ пересчета раздельным. Применение* его поясняем на примере.

Радиально-осевая турбина типа Р123 испытана на модели при диаметре 0,46 *м* и в натуре на четырех гидростанциях при диаметрах 2,5; 2,5; 3,0 и 5,45 *м*. Сравним ее рабочие параметры у модели и первой натуры (на Сходненской гидростанции) и определим путем их сравнения долю ε пересчитываемых гидравлических потерь (§ 12-8). Используя эту величину, определим по расчету к. п. д. отдельных трех натур и сравним полученные значения с результатами натурных испытаний. Все сравнение ведем в данном примере лишь для одного, общего во всех пяти случаях приведенного расхода $Q_I'=1{,}1$ *м³/сек*.

Сходненская турбина была испытана при $n_I'=78{,}6$. При указанных приведенных величинах имеем полные (§ 7-4) к. п. д. модели $\eta_м=0{,}884$ и натуры $\eta_н=0{,}912$. Дальнейшие расчетные цифры см. табл. 12-1. Дисковые и объемные потери $\xi_д$ и $\xi_{об}$ подсчитаны по чертежам и § 12-3 и 12-4. Механические потери $\xi_{мех}$ приняты глазомерно равным 0,008 и 0,004; неизвестность их (§ 12-2) является пока слабой стороной расчета. Пересчетный коэффициент (ср. рис. 12-14) принят равным

$$\delta=\sqrt[5{,}5]{\frac{D_м}{D_н}}=0{,}734.$$

Этому его значению по (12-18) соответствует относительная путевая потеря модели $\xi_{п.м}=0{,}0370$. Наконец, по (12-20) определяется доля пересчитываемых гидравлических потерь $\varepsilon=0{,}460$, которая и используется в дальнейшем.

Пересчет к. п. д. для трех остальных натур указан в табл. 12-2. Каждая из них была испытана при своем n_I', что и учтено в таблице. Однако в везде было принято *одним и тем же, что вообще неточно, но* соответствующая небольшая погрешность, несомненно, находится в пределах погрешностей и самих испытаний и принятых предположений.

В расчете также не учтено небольшое возрастание n_I' и Q_I' в зависимости от роста к. п. д. при переходе

Таблица 12-1

Разделение потерь по сравнению модели с натурой

Модель	$D_м$ 0,46	H 4	n_I' 78,6	$\eta_м$ 0,884	$\xi_м$ 0,116	$\xi_{дм}$ 0,0171	$\xi_{об.м}$ 0,01065	$\xi_{мех.м}$ 0,008	$\xi_{г.м}$ 0,08025
Натура (Сходня)	$D_н$ 2,5	H 35,7	n_I' 78,6	$\eta_н$ 0,912	$\xi_н$ 0,088	$\xi_{д.н}$ 0,00972	$\xi_{об.н}$ 0,00389	$\xi_{мех.м}$ 0,004	$\xi_{г.н}$ 0,0704

Таблица 12-2

Пересчет к. п. д. с модели на натуру

	Станция	$D_м$	H	n_I'	$\eta_м$	$\xi_м$	$\xi_{д.м}$	$\xi_{об.м}$	$\xi_{мех.м}$	$\xi_{г.м}$
Модель	Нива II	0,46	3,5	78	0,888	0,112	0,0168	0,0107	0,008	0,0765
	Комсомольская	0,46	3,5	74	0,882	0,118	0,01446	0,0105	0,008	0,085
	Днепровская	0,46	4	73,8	0,899	0,101	0,01415	0,0106	0,008	0,0683

	Станция	$D_н$	H	n_I'	δ	$\xi_{г.н}$	$\xi_{д.н}$	$\xi_{об.н}$	$\xi_{мех.н}$	$\xi_н$	$\eta_{н.пер}$	$\eta_{н.исп}$	$\Delta\eta_н$,%
Натура	Нива II	2,5	36	78	0,734	0,0672	0,00955	0,00389	0,004	0,08464	0,9154	0,919	+0,36
	Комсомольская	3	37	74	0,711	0,0737	0,00807	0,00374	0,004	0,0895	0,9105	0,914	+0,35
	Днепровская	5,45	38	73,8	0,638	0,057	0,00688	0,0035	0,004	0,0714	0,9286	0,925	—0,36

от режима модели к подобному режиму натуры (§ 11-9).

Пересчетом получены указанные в таблице значения к. п. д. $\eta_{н.\,пер}$. Там же указаны опытные, полученные при натурных испытаниях значения к. п. д. $\eta_{н.исп}$, а также разность этих двух коэффициентов $\Delta\eta_{н} = \eta_{н.\,исп} - \eta_{н.\,пер}$. Она находится в пределах $\pm 0{,}36\%$. Такую точность надо считать очень высокой, так как при обычном грубом способе пересчета эта разность в большинстве случаев равна $\pm(1 \div 2)\%$.

Более подробное обоснование и изложение применения раздельного способа пересчета см. [Л. 281]. Там для десяти испытанных в Советском Союзе турбин (четырех уже указанных радиально-осевых и шести поворотнолопастных) проведено при постоянных H и n сравнение кривых $\eta = f(Q_I)$, опытно определенных, с пересчитанными по разным способам. Приводим здесь на рис. 12-17 и 12-18 такие графики лишь для турбин РО123-250 (гидростанция Нива II) и ПЛ120-360 (Земо-Авчальская гидростанция). Пометки на графиках: *м* — модель; *н* — натура; *р* — пересчет по раздельному способу; ЛМЗ — по способу ЛМЗ; $\sqrt[4]{\ }$ и $\sqrt[5]{\ }$ — по соответствущей корневой формуле. На рис. 12-17 кривые ЛМЗ и $\sqrt[5]{\ }$ почти совпадают.

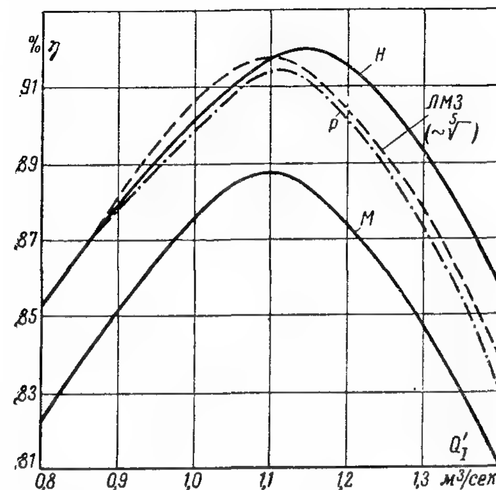


Рис. 12-17. Пересчет с модели по разным способам к. п. д. турбины РО123-250.

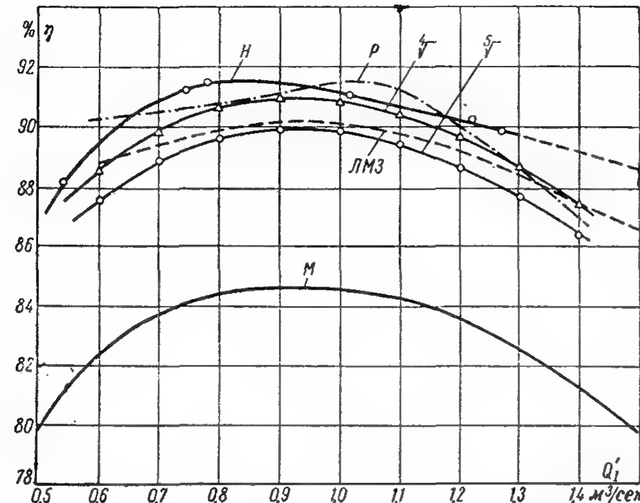


Рис. 12-18. Пересчет с модели по разным способам к. п. д. турбины ПЛ520-360.

Сравнение кривых по десяти графикам показывает, что раздельный способ в ряде случаев (но не во всех) является более точным, чем другие, а последние тоже не являются однообразно точными во всех случаях.

В общем можно прийти к заключению, что по лучшим способам к. п. д. в оптимальном режиме подсчитывается с погрешностью, не превышающей 0,3% у радиально-осевых турбин типа РО123 и 0,5% у поворотнолопастных, в остальных же режимах — со средней погрешностью, не превышающей 0,5% у первых и 1% у вторых. Конечно, нельзя считать такую точность пересчета достаточной; способы пересчета необходимо совершенствовать.

Расчет натурного к. п. д. по раздельному способу довольно сложен; для его применения необходимо иметь, кроме модельного, еще одно хорошо проверенное натурное значение к. п. д. Рассмотрение результатов разных пересчетов для десяти указанных турбин привело нас к заключению, что удовлетворительная точность пересчета получается и при применении самых простых способов — по корневой формуле (12-22), а именно: по корню 5-й степени у радиально-осевых турбин и 4-й степени у поворотнолопастных. Так надо вести пересчет оптимального к. п. д., а к. п. д. в других режимах принимать больше модельных на столько же процентов, на сколько растет оптимальный. Этот прирост при разных разворотах у поворотнолопастной турбины различен, так как такая турбина рассматривается как набор нескольких пропеллерных.

Можно думать, что раздельный способ со временем будет превосходить по точности другие способы, а именно тогда, когда будем иметь полные подобия натурных и модельных турбин, когда будем знать шероховатости их поверхностей, лучше изучим второстепенные потери и т. п.

Пока же он ценен в двух других отношениях: во-первых, потому, что он может совершенствоваться по мере накопления и уточнения данных испытаний модельных и натурных турбин, к чему грубые статистически разрабатываемые способы непригодны; во-вторых, потому, что он, разделяя потери турбины на их виды, позволяет глубже понимать ее рабочий процесс, указывать на преобладание в разных режимах потерь разного происхождения и, следовательно, содействовать разработке мер борьбы с ними, т. е. вести к повышению к. п. д. турбины.

ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ

НОРМАЛЬНАЯ НОМЕНКЛАТУРА ТУРБИН И ИХ ПОДБОР

13-1. РАСЧЕТ И ПОДБОР ТУРБИН

Из рассмотрения подобия турбин и подобия режимов их работы (гл. 4) следует, что если турбина определенного типа и некоторого размера испытана при некотором напоре в разнообразных режимах, то пересчетом может быть определена работа в таких же режимах той же турбины или подобной ей любого размера при любом напоре. Таким образом, расчет, разработка и исполнение одной (модельной) оказавшейся при испытании хорошей турбины некоторого типа предрешают возможность применения подобных, имеющих те же достоинства турбин разных размеров при разнообразных мощностях и напорах.

Турбины одного типа имеют близкие быстроходности (§ 4-5) и кавитационные свойства. Между тем чем больше напор, тем меньше должна быть быстроходность (§ 2-7) и тем лучше должна быть турбина в кавитационном отношении (§ 8-9). Поэтому для применения турбин при очень разнообразных напорах одного типа недостаточно, но и излишне большое их количество все же не нужно; допустимо, например, для реактивных турбин ограничиться 12 типами (§ 13-2).

Создание нового типа, лучшего против наличных по к. п. д., с меньшей кавитационной опасностью, большей или меньшей быстроходностью и т. п. является очень трудной задачей, требующей сложных, основанных на теории и практике расчетов ряда вариантов, их опытного (на моделях) испытания и сравнения, выбора из них лучшего (§ 11-1). Эту работу выполняют машиностроители. Результатом ее является или пополнение набора наличных типов турбин новым, или замена в нем худшего типа лучшим.

Проектировщику гидростанции не приходится ставить перед собой задачу создания нового типа турбины. Он должен лишь выбрать из наличных, уже освоенных типов наиболее по ряду соображений подходящий для условий данной гидростанции; определить размеры и подобрать конструкцию нужной турбины. В крайнем случае он может составить задание машиностроителю на создание нового типа с определенными почему-либо желательными свойствами.

Такое разделение функций между машиностроителем и проектировщиком гидростанций относится в первую очередь к выбору рабочего колеса с соответствующим направителем. По другим рабочим органам турбины (спиральной камере и отсасывающей трубе реактивной турбины, распределителю — ковшевой) проектировщик гидростанции может проявлять больше самостоятельности, однако при условии согласования предлагаемых им вариантов с заводом-изготовителем турбины, который может ручаться за те или иные ее качества (к. п. д., мощность, надежность работы) лишь при своем согласии на эти варианты.

13-2. НОРМАЛЬНАЯ НОМЕНКЛАТУРА РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

В условиях капиталистических стран каждый турбостроительный завод имеет набор проектов разнообразных видов гидротурбин. Турбину некоторого вида (с близкими рабочими параметрами) можно заказать многим конкурирующим заводам. Отсюда следует, что каждый завод исполняет турбину данного вида за некоторый срок лишь в ограниченном числе экземпляров и не может удешевить ее производство, перейдя на влекущую за собой удушевление серийность ее изготовления, хотя общая потребность в турбинах такого вида и достаточно для этого велика. Это соображение относится преимущественно к малым и средним турбинам.

Турбины большой мощности изготовляются обычно индивидуально, т. е. по специальному проекту применительно к условиям проектируемой гидростанции. Повторение таких условий на другой станции встречается сравнительно редко, но и тогда соответствующий заказ по тем или другим причинам попадает часто другому заводу, который вновь проектирует такую турбину и изготавливает нужные для ее выпуска модели и другие приспособления, обходящиеся вообще дорого, хотя все это уже имеется на первом заводе. Таким образом, второй экземпляр крупной турбины обходится не дешевле первого.

Наконец, турбостроение все время идет вперед; постоянно разрабатываются новые, более совершенные типы колес и других частей турбины, совершенствуется и удешевляется технология. Жестоко конкурирующие заводы держат свои достижения друг от друга в секрете, и каждая изготовленная одним из них турбина в одних своих частях являет-

ся, может быть, высшим достижением современности, в то время как другие ее части могли бы быть улучшены, если бы данному заводу были известны секреты какого-то другого.

Совершенно иная картина в социалистическом государстве:

где объединенное народное хозяйство ведется по разрабатываемому наперед плану;

где развитие производства определяется государственными органами в соответствии с предвидимым им планомерным развитием потребления;

где между заводами и помогающими им научно-исследовательскими учреждениями вместо конкуренции существует дружеская взаимопомощь и достижение каждого из них становится достоянием всех остальных;

где не капиталистическая конкуренция ведет к перехвату возможно большего числа возможно более выгодных заказов, а социалистическое соревнование ведет к борьбе за честь выпустить при наименьших затратах в кратчайший срок наилучшую продукцию.

В таких условиях советскому гидротурбостроению надлежало, выяснив потребность страны в разнообразных видах турбин, разработать их нормальную номенклатуру, т. е. составить список видов, подлежащих изготовлению на заводах страны, а затем производство этих видов между отдельными заводами распределить так, чтобы каждый из них производил ограниченное число видов, но в возможно большем для каждого вида числе экземпляров. При этом общее число видов должно быть возможно меньшим, но все же таким, чтобы к каждым местным условиям (по напору, мощности и пр.) можно было подобрать из списка достаточно близко соответствующий им вид турбины. Конечно, из разработанных до сих пор в разных организациях близких видов турбин в номенклатуру должны были быть включены лучшие; при отсутствии последних соответствующие виды должны были быть намечены к разработке.

Осознанная необходимость в такой номенклатуре для наиболее распространенных реактивных турбин повела к ее разработке силами ВИГМ и ЛМЗ. Отредактированный нами от имени первого и В. Е. Гольдиным от имени второго проект был утвержден в качестве межведомственной нормали Министерством машиностроения и приборостроения СССР 26 марта 1947 г. и Министерством транспортного и тяжелого машиностроения СССР 22 апреля 1948 г. Эта нормаль явилась обязательной для учреждений и заводов этих министерств, которым принадлежали тогда все гидротурбостроительные заводы Союза, кроме нескольких мелких.

Номенклатура явилась ограниченным перечнем видов турбин, подлежащих по мере надобности изготовлению на заводах СССР. Вид определяется вообще типом (и, конечно, системой) турбины, ее размером (характерным диаметром колеса) и ее конструкцией, т. е. ее типоразмероконструкцией. Под конструкцией здесь понимаются положение вала (вертикальное или горизонтальное) и вид турбинной камеры: камера открытая, фронтальная, спиральная металлическая круглого сечения, спиральная бетонная таврового сечения.

Каждой типоразмероконструкции присвоена краткая марка, состоящая из трех соединенных черточками частей. В ее первой части — буквы системы (Р или РО — радиально-осевая, П или ПЛ — поворотнолопастная, Пр — пропеллерная) и номер типа, присвоенный ему разработавшей его организацией; во второй части — обозначение конструкции двумя буквами, из них первая — положение вала (Г или В), вторая — камеры (соответственно четырем перечисленным ее видам — О, Ф, М, Б); в третьей части — диаметра колеса в сантиметрах. Так, например, марка РО123-ВМ-100 обозначает радиально-осевую турбину типа 123 с вертикальным валом в спиральной металлической круглой камере с колесом диаметром 100 *см*.

Могут применяться и сокращенными термины и марки: типоразмер, если обобщаются виды с разными конструкциями, и типоконструкция — при обобщении турбин схожих типов, но разных размеров.

Указанные первые два буквенных обозначения для систем турбин введены были в употребление лишь в 1953 г., после того как турбина Френсиса получила в Советском Союзе наименование радиально-осевой, Каплана — поворотнолопастной. До того применялись обозначения: Ф — вместо РО; К — вместо ПЛ.

Предложение принимать за номер типа численное значение его быстроходности было при составлении номенклатуры отвергнуто по следующим соображениям. Во-первых, понятие быстроходности у турбины очень неопределенно: в разных режимах турбина имеет разнообразные быстроходности. Во-вторых, две турбины с одной и той же быстроходностью могут иметь различные значения приведенных расхода и оборотности, а следовательно, и очень разнообразные свойства (§ 4-7). В-третьих, на одну и ту же быстроходность рассчитываются, строятся и испытываются разнообразные (§ 13-1) модели, которые должны, конечно, различаться своими обозначениями (номерами их типов); лишь немногие, лучшие из них, получают практическое значение, естественно сохраняя свои номера.

При составлении номенклатуры в нее было отобрано 16 типов колес, лучших из известных тогда в Союзе.

Для каждого типа был предусмотрен ряд диаметров, начиная с 0,3 *м* (у двух типов) до 9,0 *м* (у четырех). Чем в одном ряду диаметры ближе, тем больше видов турбин и тем сложнее работа заводов: им надо тратить больше времени и средств на изготовление чертежей, моделей, приспособлений; по каждому набору чертежей и пр. будет выпускаться тем меньшее количество турбин и они будут дороже, а срок изготовления — больше. С другой стороны, при большем в ряду числе размеров избираемая турбина лучше удовлетворяет требованиям местных условий станции, а именно если соседние размеры турбин сильно отличаются друг от друга, то потребитель или должен взять турбину, бо́льшую, чем ему нужно, и использовать ее при нагрузках, меньших ее оптимальной, или взять меньшую и тогда недополучить желательную мощность. Если знаменатель ряда, т. е. отношение двух соседних диаметров δ, равен, например 1,1, то при том же напоре как расход, так и мощность большой турбины будут в 1,21 раза больше. Пусть две турбины соседних размеров при данном напоре могут дать 10 000 и 12 100 *квт*, а потребителю нужна турбина 11 000 *квт*; тогда он должен примириться с недостаточной или излишней мощностью получаемой им турбины. Назначение наивыгоднейших для народного хозяйства значений этого знаменателя, принятых в разных случаях равными 1,08—1,32, потребовало при составлении номенклатуры больших экономических подсчетов.

В номенклатуре для каждого типоразмера предусмотрены конструкции, в которых он должен выпускаться заводами. В большинстве случаев предусматривается по одной удобнейшей конструкции, в других (при малых мощностях) — по две-три на выбор потребителю.

В общем номенклатура 1947 г. включала в себя всего 295 видов реактивных турбин, как сказано, 16 основных типов.

Номенклатура 1947 г. вполне себя оправдала, упорядочив и облегчив работу турбостроительных заводов и проектирующих гидростанции учреждений.

Однако турбостроение 10 следующих лет шло вперед, вырабатывая более совершенные типы турбин. Явилось необходимым обновить номенклатуру, заменив некоторые старые типы новыми, почему-либо лучшими, пересмотрев и расширив и список диаметров и комбинации типоразмеров с видами конструкций (т. е. конструктивным выполнением или типом установки).

Это обновление сделали: ЛМЗ — по крупным турбинам и ВИГМ — по средним и малым. Обе номенклатуры полностью в печати пока не опубликованы и размножены (в 1955 и 1957 гг.) лишь в светокопиях; первая как «Ведомственная нормаль Министерства тяжелого машиностроения СССР; номенклатура крупных поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин ВН 200; 1955 г.» вторая как «Ведомственная нормаль Министерства машиностроения СССР; гидротурбины реактивные — средние и малые; номенклатура 1957 г.» Их основное содержание помещено в [Л. 229]. В соответствии со второй номенклатурой в 1957 г. утвержден был особый ГОСТ [Л. 54]; однако в нем не помещены многие приложения, имеющиеся в нормали, например частные графики; зато указаны приросты или падения к. п. д. при изменении некоторых проточных частей натурной турбины (например, отсасывающей трубы или камеры) против испытанной модели.

В табл. 13-1 нами сведены некоторые данные обеих номенклатур.

В номенклатуре крупных поворотнолопастных турбин все старые типы — ПЛ70, ПЛ90, ПЛ245, ПЛ129 — заменены новыми: ПЛ592, ПЛ510, ПЛ587, ПЛ577; из старых радиально-осевых типов оставлены лишь РО123 и РО82; взамен старых РО100, РО60, РО13, РО15 и РО128 введены новые: РО211, РО638, РО533 и РО246. В номенклатуре средних и малых турбин некоторые типы тоже были заменены новыми; конструкция горизонтальных фронтальных турбин вообще заменена лучшей по к. п. д. конструкцией горизонтальных спиральных.

Две новые номенклатуры составлены в общем по образцу номенклатуры 1947 г. В них, кроме перечисления возможных типоразмероконструкций (табл. 13-1), входят сводные графики (рис. 13-1, 13-2 и 13-3), затем для каждой типоконструкции — по частному графику.

На каждом сводном графике в поле напоров и мощностей размещены контуры обла-

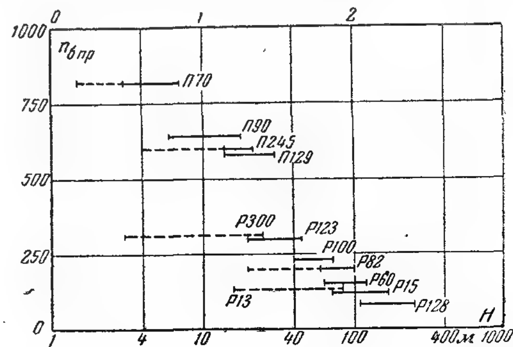


Рис. 13-1. Напоры применения номенклатурных турбин.

Таблица 13-1

Сводная таблица типов и размеров рабочих колес и конструктивных выполнений реактивных турбин по их нормальным номенклатурам

Турбины	Диаметр рабочего колеса, *см*	Система турбины													
		Поворотнолопастная (ПЛ)					Радиально-осевая (РО)								
		592	70	510	587	577	300	123	211	82	638	13	15	533	246
		Быстроходность предельная													
		930	820	700	650	500	320	280	235	200	190	130	120	100	90
		Наибольший напор, *м*													
		8	5	21	30	40	7	45	70	120	160	70	100	250	300
		Конструктивное выполнение													
Малые	35	—	—	—	—	—	—	ВО, ВМ	—	ВМ, ГМ	—	ВМ, ГМ	—	—	—
	42	—	—	—	—	—	ВО	ВО, ВМ	—	ВМ, ГМ	—	ВМ, ГМ	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	ВО	ВО, ВМ	—	ВМ, ГМ	—	ВМ, ГМ	ВМ, ГМ	—	—
	60	—	ВО	ВО	ВМ	—	ВО	ВО, ВМ	—	ВМ, ГМ	ВМ	ВМ, ГМ	ВМ, ГМ	—	—
	71	—	—	—	—	—	—	ВО, ВМ	—	—	ВМ	—	ВМ, ГМ	ВМ, ГМ	—
	80	—	ВО	ВО	ВМ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	84	—	—	—	—	—	—	ВО, ВМ	—	ВМ, ГМ	ВМ	—	—	ВМ, ГМ	ВМ, ГМ
	100	—	ВО, ВБ	ВО, ВБ	ВМ	—	—	ВБ, ВМ	—	ВМ	ВМ	—	—	ВМ, ГМ	—
	120	—	ВО, ВБ	ВБ	ВМ	—	—	ВБ, ВМ	—	ВМ	ВМ	—	—	ВМ, ГМ	—
Средние	140	—	ВБ	ВБ	ВБ	—	—	ВБ, ВМ	—	ВМ	ВМ	—	—	ВМ, ГМ	—
	160	—	ВБ	ВБ	ВБ	—	—	ВБ, ВМ	—	ВМ	ВМ	—	—	ВМ, ГМ	—
	180	—	ВБ	ВБ	ВБ	—	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	200	—	ВБ	ВБ	ВБ	—	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	225	—	ВБ	ВБ	ВБ	—	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	250	—	ВБ	ВБ	ВБ	—	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
Крупные	275	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	300	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	330	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	370	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВВ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	410	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	450	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	ВМ	—	—	ВМ	ВМ
	500	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, ВМ	ВМ	ВМ	—	—	—	—	—
	550	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	ВБ, БМ	ВМ	—	—	—	—	—	—
	600	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	660	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	720	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	800	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	900	ВБ	—	ВБ	ВБ	ВБ, ВМ	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	930	—	—	—	ВБ	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

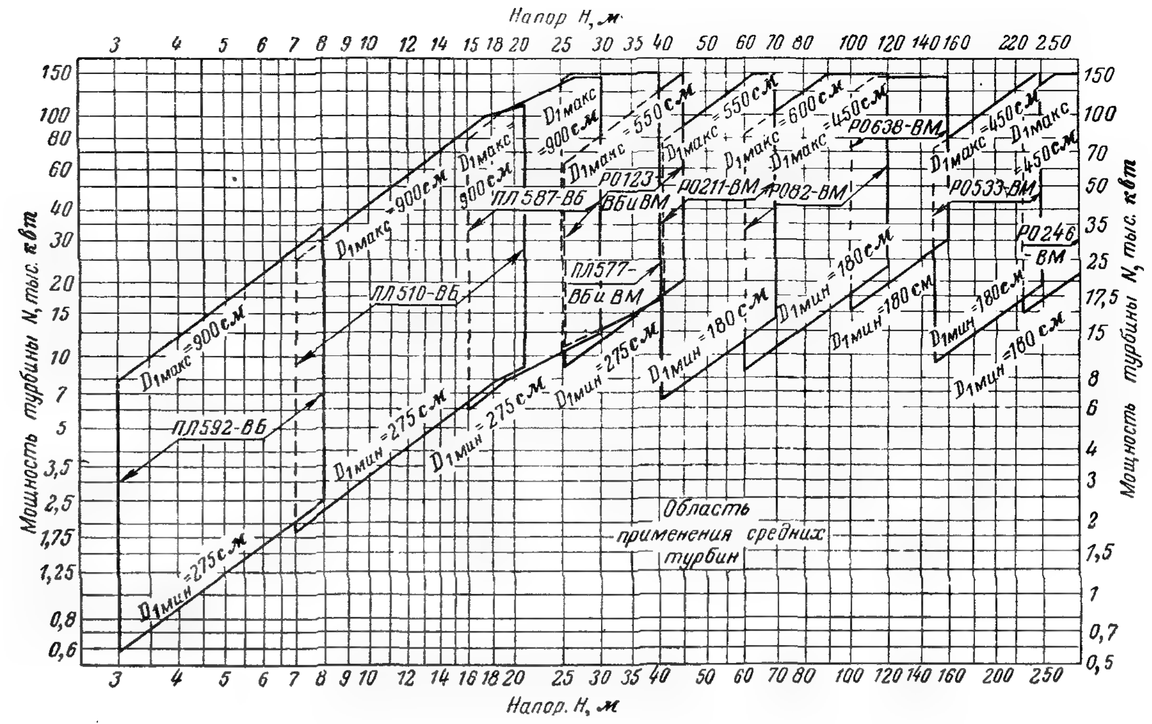


Рис. 13-2. Сводный график применения крупных турбин по нормальной номенклатуре ЛМЗ.

стей применения разных типоконструкций. У каждого контура внизу помечен наименьший, а вверху — наибольший диаметр типа.

Необходимо иметь в виду, что в соответствии с потребностью в оборудовании при проектировании и строительстве гидроэлектростанций предельные значения диаметров и по величине мощности могут отклоняться от величин, принятых в номенклатуре. Так, например, для Саратовской ГЭС принимаются поворотнолопастные турбины диаметром 10 *м*, а для Красноярской ГЭС — радиально-осевые турбины диаметром около 7,5 *м* и мощностью более 500 тыс. *квт*, что превосходит пределы, принятые в утвержденной номенклатуре. Вообще номенклатура турбин не может быть неизменной в течение очень длительного срока. В соответствии с развитием гидроэнергетического строительства и с совершенствованием конструкций гидротурбин она должна пересматриваться и корректироваться.

Точки (комбинации напора и мощности) внутри контуров на рис. 13-2 и 13-3 хорошо удовлетворяются предусмотренными типоконструкциями турбин. Если же точка оказывается не в одном, а в двух-трех контурах, то для данной комбинации возможно применение двух-трех типоконструкций; выбор из них производится у крупных турбин главным образом на основании технико-экономических соображений и по величине допустимой высоты отсасывания, у малых — по удобству применения той или другой конструкции при данных местных условиях.

На рис. 13-4 дается в качестве образца частный график применения крупных турбин типоконструкции ПЛ510-ВБ, а на рис. 13-5 — типоконструкций РО123-ВБ и РО123-ВМ.

Каждый из этих графиков повторяет в тех же координатах один из контуров сводного графика, разбитый, однако, на ряд мелких параллелограммов. Каждый из последних относится к определенному диаметру турбины (помеченному справа в графике), и для него рекомендуется наивыгоднейшая оборотность (помеченная внутри параллелограмма).

Каждый параллелограмм является по существу вырезкой небольшого участка из логарифмической эксплуатационной характеристики соответствующей турбины $N=f(H)$, а именно участка, ближайшего к оптимальному режиму. На рис. 13-6 помещены такие участки с изолиниями лучших к. п. д., а на рис. 13-7

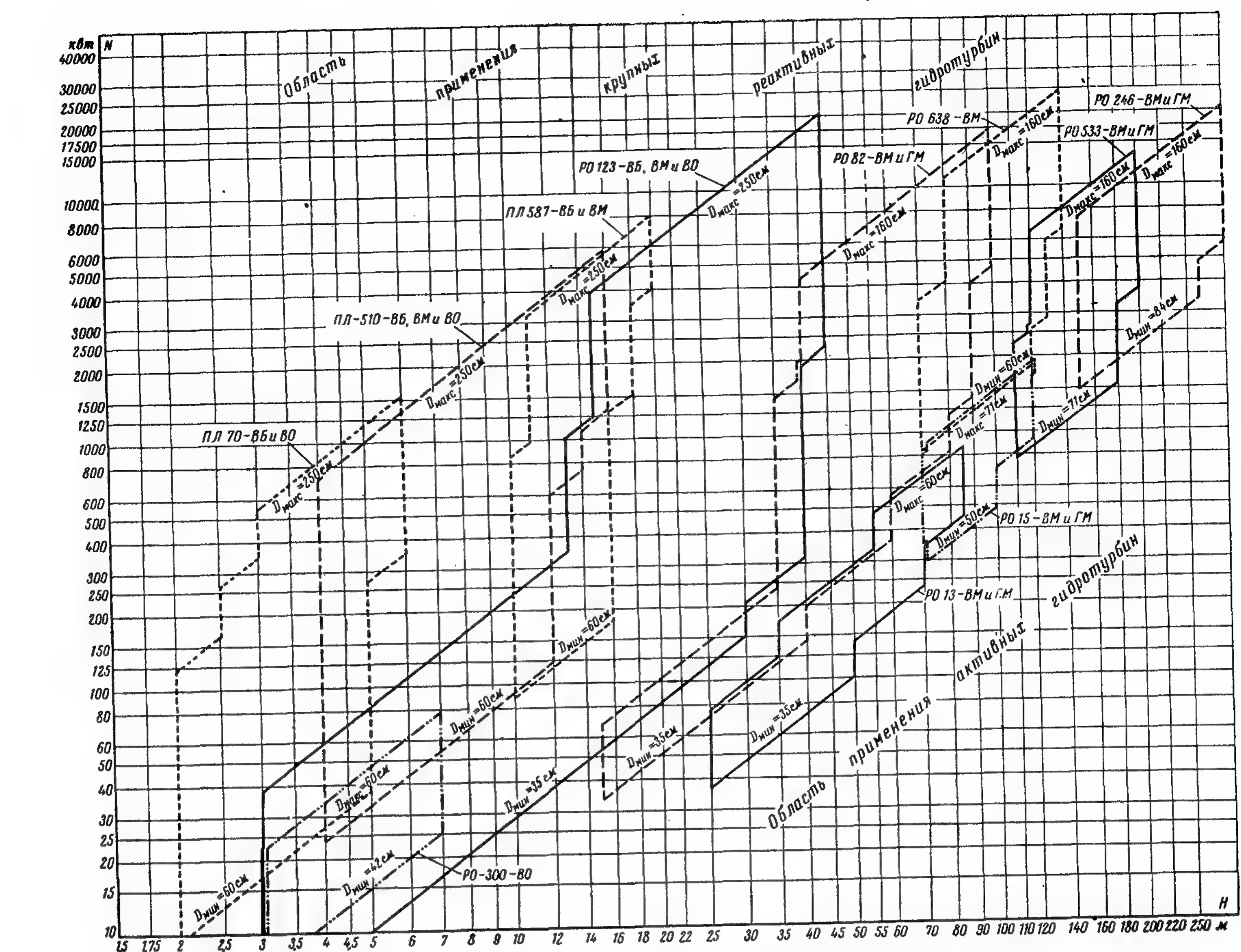
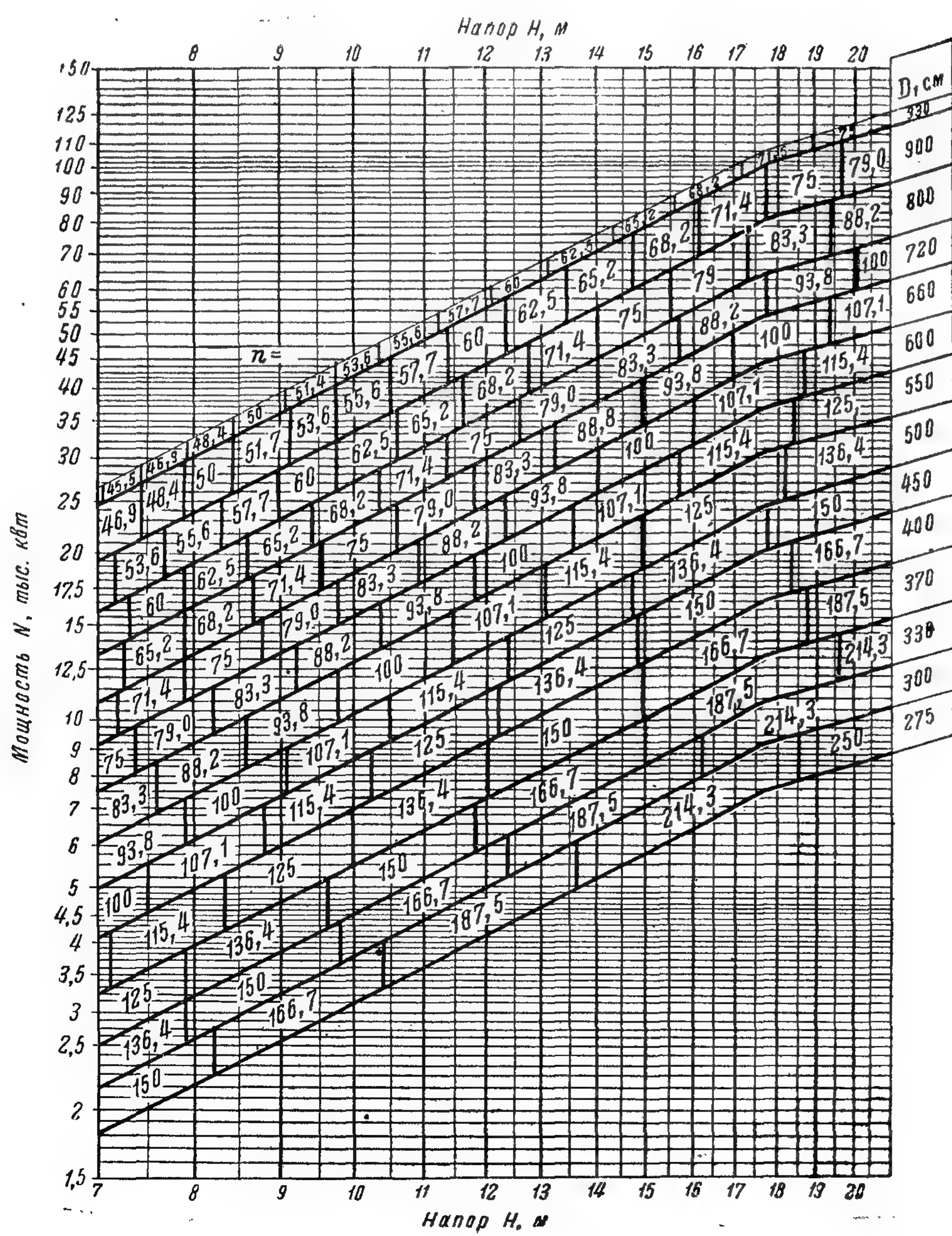
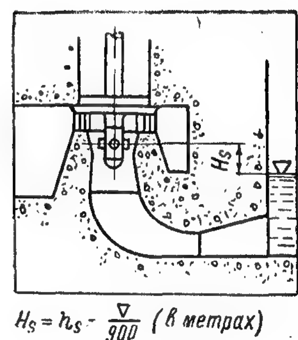


Рис. 13-3. Сводный график применения средних и малых турбин по нормальной номенклатуре.





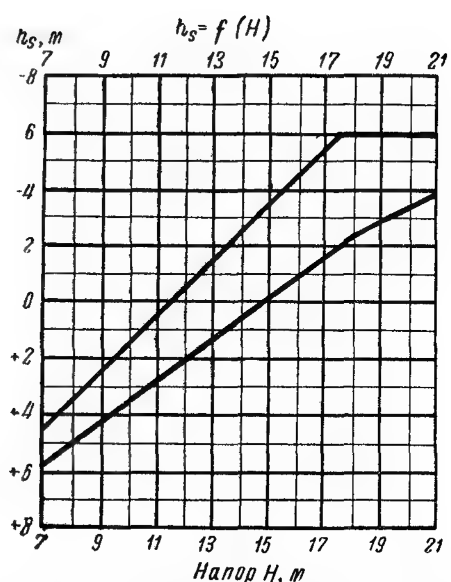


Рис. 13-4. Частный график применения крупной турбины ПЛ510-ВБ.

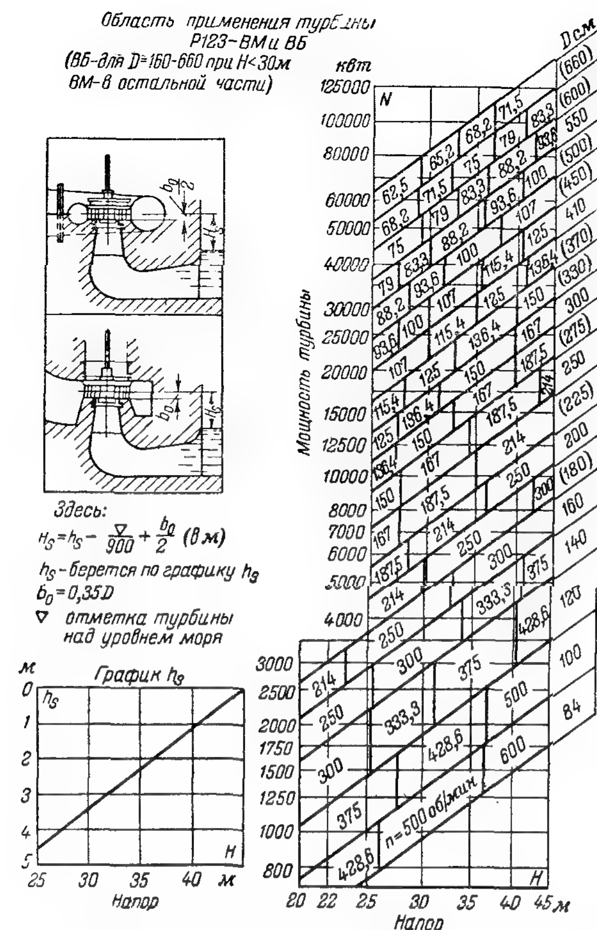


Рис. 13-5. Частный график применения турбин типоконструкций Р123-ВМ и ВБ.

параллелограммы, приблизительно заменяющие эти участки.

Верхние границы параллелограммов соответствуют предельным мощностям данного типоразмера при соответствующих напорах, и заходить за них при выборе размера нельзя. Но работа турбины в точках справа и слева от параллелограмма и под ним вполне возможна, хотя и при некотором снижении к. п. д.

Около каждого частного графика помещен график наибольшей допустимой высоты отсасывания, по которому определяется условное ее значение h_s. Для вычисления конструктивного значения этой высоты $H_{отс}$, отсчитываемого или от середины направителя, или от оси турбины, тут же указана формула, которая учитывает также отметку местности (§ 8-10).

На частных графиках для высоты отсасывания у крыловых турбин имеется по две линии. Значение $H_{отс}$ принимается по верхней или нижней линии соответственно тому, предполагается ли использовать турбину при наи-

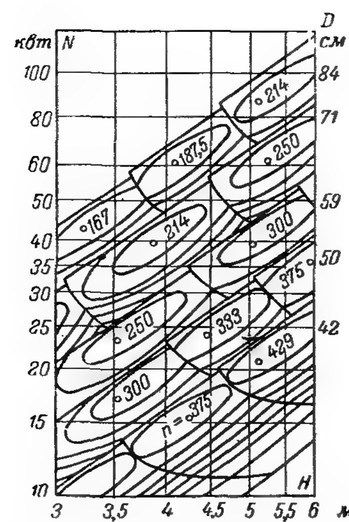


Рис. 13-6. Характеристика участков частного графика.

большей мощности, указываемой верхней или нижней границей параллелограмма. Если такая мощность лежит между этими границами, то и $H_{отс}$ берется по интерполяции. Это объясняется у поворотнолопастных турбин снижением их коэффициента кавитации при пониженных приведенных расходах.

Линии $h_s=f(H)$ ограничены у крупных турбин значениями $h_s=-6$ *м*, так как бо́льшие отрицательные высоты отсасывания могут оказаться приемлемыми лишь в крайне редких случаях. Соответственно этому установлены и границы мощностей на частных графиках

Установленные номенклатурой характерные диаметры колес радиально-осевых турбин следует считать номинальными в том смысле, что при исполнении турбины определенного размера завод-изготовитель может входной диаметр (а с ним все остальные размеры колеса) несколько изменить, но не более чем на ±3%, с целью лучше приспособить турбину к заданным для нее параметрам (напору, оборотности). При этом все размеры направляющего аппарата, кроме его высоты, остаются прежними; прежней остается и марка; в ней сохраняется даже прежний диаметр.

Иногда практикуется другой прием в виде обрезки входных или выходных кромок колеса. Обрезка входных кромок уменьшает входной диаметр и в соответствии с п. 1 § 9-3 повышает оборотность турбины. Обрезка выходных кромок увеличивает в уравнении (6-15) f_r; следовательно, она повышает расход. Небольшие обрезки не сказываются заметно на к. п. д. Применяются они обычно лишь у мощных турбин. Обрезанные модели характеризуются своими топограммами (§ 11-7), несколько отличными от основных. Обрезка входных кромок у модели указывается двумя диаметрами их расположения — в верхней и нижней частях колеса, выходных — длинами срезаемых участков лопасти около втулки и наружного обода (например, рис. 11-21) или же буквой у номера типа турбины (например, Р123а, Р123в и т. д.).

Разработка новых, все более совершенных типов продолжается. Так, на ЛМЗ созданы

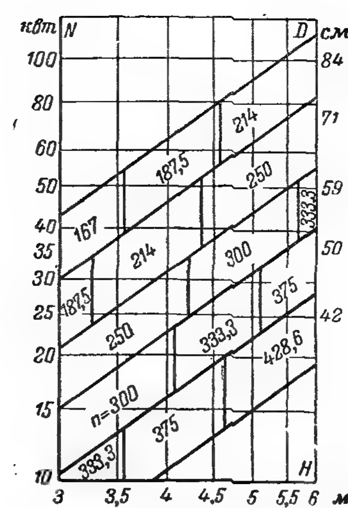


Рис. 13-7. Поля частного графика.

новые типы: ПЛ661, РО662, РО668 [Л. 229] на оптимальные быстроходности 377, 185, 182. В ВИГМ разработаны типы РО948 и РО953, пригодные для напоров до 50—60 *м* [Л. 111].

Нормальное выполнение турбин — с правым направлением вращения, т. е. по часовой стрелке, если смотреть на турбину в направлении выхода воды из колеса в отсасывающую трубу, т. е. почти всегда со стороны генератора.

Пропеллерные турбины в номенклатуру крупных турбин не включены. В номенклатуре средних и малых турбин имеются оговорки: они могут быть изготовлены типов Пр70, Пр510, Пр587; области их возможного применения на сводном графике не показаны; эти области почти совпадают с областями ПЛ тех же типов; их применение целесообразно лишь в редких случаях. Конечно, их мощность определяется в зависимости от принимаемого разворота лопастей.

Для гораздо менее распространенных в Советском Союзе активных турбин утвержденной номенклатуры пока нет. Проект номенклатуры ковшевых турбин см. § 5-9.

Марки ковшевых, наклонноструйных и двукратных турбин см. соответственно § 5-9, 5-10 и 5-12.

13-3. ПЕРВИЧНЫЙ ПОДБОР ТУРБИН ПО НОМЕНКЛАТУРЕ

Можно различать два этапа подбора турбинного оборудования для крупной гидростанции: «первичный» — ориентировочный и «сравнительный» — более точный. Чтобы приступить путем экономического сравнения к выбору оптимального из многих вариантов, надо сперва ориентировочно подобрать один-два исходных, которые затем и подвергнуть дополнительным изменениям в отношении типа, числа агрегатов, диаметра, оборотности, высоты отсасывания. У малых гидростанций обычно ограничиваются первичным подбором.

Намеченные для гидростанции гидротехнические сооружения и изученная гидрология потока в связи с регулированием его расхода водохранилищем позволяют определить пределы колебаний напора и используемого станцией расхода. Все это, а также анализ графиков нагрузки энергосистемы дают возможность задать величину установленной мощности данной ГЭС.

При первичном подборе, деля установленную мощность станции на намечаемое число агрегатов, определяют мощность турбины. Число агрегатов на малых гидростанциях стараются иметь небольшим, однако по возможности не менее двух; на крупных станциях число их устанавливается сравнительным подбором с учетом и характера ожидаемой нагрузки и разработанного водохозяйственного плана. На гидростанциях очень большой мощности, особенно низконапорных, число агрегатов может сильно расти, так как размеры и мощность одного агрегата ограничиваются разнообразными соображениями технологического, транспортного, строительного и экономического характера.

Первичный подбор по нормальной номенклатуре весьма прост. Положим, расчетный напор станции равен 13 *м* и мощность турбин 30 000 *квт* (мощность генераторов по § 2-8 будет несколько меньше). Отметка нижнего бьефа (и турбины) ~90 *м*. Предполагается иметь три агрегата; следовательно, мощность одной турбины 10 000 *квт*.

Точка на сводном графике (рис. 13-2) указывает на типоконструкцию ПЛ510-ВБ (поворотнолопастная турбина, вертикальная, в бетонной спиральной камере). Точка на частном графике (рис. 13-4) указывает на диаметр 370 *см* и оборотность 150.

Последний график показывает, что мощность намеченного типоразмера могла бы быть взята в пределах 8 100—10 300 *квт*. График высоты отсасывания дает h_s от +1,3 до −1,7 *м*. Точка заданной мощности находится приблизительно на 0,86 высоты параллелограмма. Взяв такую же долю расстояния между двумя линиями h_s, получаем для нашего примера $h_s=1,3$ *м*. Тогда имеем:

$$H_{отс}=-1,3-\frac{90}{900}=-1,4 \text{ м}$$

при отсчете этой высоты от оси поворота лопасти рабочего колеса.

При желании увеличить эту высоту можно было бы взять по рис. 13-4 более дорогой агрегат с диаметром турбины 410 *см* и оборотностью 136,4. Тогда мы имели бы $h_s=1{,}3$ *м*; $H_{отс}=1{,}2$ *м*.

В номенклатуру 1947 г. входили графики, указывавшие приближенные значения к. п. д. номенклатурных турбин при их наибольших мощностях. В новой они не помещены. При желании определить расход намечаемой турбины при некоторой ее мощности следует использовать к. п. д., указанные на приведенной топограмме типа и пересчитать их (§ 4-4) на новый диаметр. Такие топограммы помещены в [Л. 229]. В первом приближении можно руководствоваться для определения оптимального к. п. д. табл. 2-1; предельный к. п. д. у поворотнолопастных турбин меньше оптимального примерно на 5 относительных процентов, у радиально-осевых — на 3.

Д. С. Щавелев предлагает в [Л. 229] способ подбора турбин с использованием предварительно намечаемого значения для турбины расчетного напора по мощности (§ 11-20). При таком подборе он на эксплуатационную характеристику намеченного типоразмера турбины накладывает прямоугольник, ограниченный вверху и внизу горизонталями с высшим и низшим напорами станции, слева — вертикалью нулевой мощности, справа — вертикалью установленной мощности агрегата (т. е. наибольшей допустимой для нее по соображениям прочности ее частей или мощности генератора, § 11-14).

Меняя диаметр, оборотность, расчетный напор турбины, мы будем получать разные положения изолиний к. п. д. внутри такого прямоугольника относительно горизонталей напоров, соответствующих разным периодам работы турбины в течение года. Мы можем подобрать так наивыгоднейшие число турбин на станции, их диаметр, установленную мощность, чтобы изолинии лучших к. п. д. находились в области наиболее частых напоров.

Автор подробно рассматривает такой подбор применительно к четырем видам гидростанций:

А. Станция с хорошо на протяжении года зарегулированным стоком.

Б. Станция со слабо или совсем не зарегулированным стоком.

В. Станция в системе, требующей ремонтного резерва.

Г. Крупная станция с водохранилищем многолетнего регулирования, предназначенная для работы в системе с небольшим сезонным снижением нагрузки.

13-4. ВЫГОДНОСТЬ РАВНЫХ НАГРУЗОК У ОДИНАКОВЫХ ТУРБИН ГИДРОСТАНЦИИ

На сколько-нибудь крупной гидростанции по разным соображениям устанавливается не одна мощная турбина, а несколько менее мощных турбин. Теперь предпочитают все такие турбины устанавливать совершенно одинаковыми, так как это упрощает и удешевляет сооружение и оборудование гидростанции, уход за агрегатами и их ремонт. Турбины разного вида на одной станции теперь встречаются лишь при оборудовании ее в две очереди, а именно когда ко времени установки агрегатов второй очереди выясняется предпочтительность какого-либо иного вида. Турбинами иного вида могут быть также небольшие вспомогательные турбины, которые в отличие от несущих внешнюю нагрузку главных обслуживают нужды лишь самой станции либо опытные агрегаты, устанавливаемые с целью проверки новой конструкции турбин.

Возникает вопрос: если для несения данной нагрузки одной турбины недостаточно и должны быть пущены в работу две или больше турбин, то как должна быть распределена между ними нагрузка, чтобы использование водной энергии было наиболее полным, т. е. чтобы средний к. п. д. всех одновременно работающих турбин (и агрегатов) был возможно более высоким?

Ответ: нагрузка должна быть распределена между одинаковыми турбинами поровну. Мы это доказываем графически так.

Пустим в параллельную работу две одинаковые турбины: I и II. Построим для них две одинаковые характеристики $N=f(Q)$ при H и $n=\text{const}$. При этом на рис. 13-8 откладываем Q_I и N_I вправо и вверх, как обычно, а Q_{II} и N_{II} — влево и вниз. Возьмем на обеих

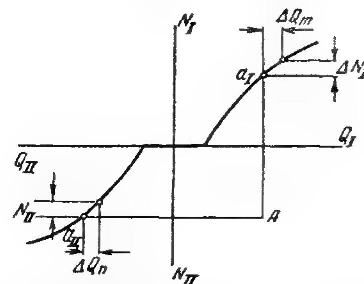


Рис. 13-8. Экономичность равного деления нагрузки между двумя одинаковыми турбинами.

кривых по точке a с равными значениями Q и N. Общий к. п. д. двух турбин выразится как

$$\eta=\frac{N_I+N_{II}}{Q_I+Q_{II}}\cdot\frac{1}{9{,}8H}.$$

Первый множитель определяется отношением отрезков $a_I A : a_{II} A$. Сдвинем точки a_I и a_{II} вдоль кривых — обе вверх или вниз на равные отрезки $\Delta N_I=\Delta N_{II}$. Суммарная нагрузка не меняется, но суммарный расход неизбежно возрастает, так как при выпуклых кривых возрастание расхода ΔQ_I происходит от передвижки одной из точек a вдоль более пологой, а уменьшение ΔQ_{II} — от передвижки ее по более крутой части кривой. Рост расхода при сохранении мощности и указывает на снижение к. п. д. при нарушении равенства нагрузок.

При неодинаковых турбинах наивыгоднейшее распределение между ними нагрузок соответствует таким их разным режимам, при которых касательные из начала координат к их кривым $N=f(Q)$ параллельны между собой. Выпуклость таких кривых вверх наблюдается у всех практически применяемых типов. Наивыгоднейшие распределения нагрузок между разными турбинами разобраны в [Л. 165 и 233].

По существу при суждении о выгодности распределения нагрузок между агрегатами надо было бы руководствоваться к. п. д. не турбин, а гидроагрегатов или даже гидроблоков, но это привело бы лишь к небольшому уточнению выводов.

13-5. РЕЖИМНЫЕ ГРАФИКИ ГИДРОСТАНЦИИ

При проектировании гидростанции в результате водохозяйственных и энергетических расчетов получается одна или несколько режимных таблиц, в каждой из которых за тот или иной гидрологический год (средний, многоводный, маловодный) сопоставляются определенные периоды эксплуатации (например, месяцы, декады) длительностью по Δt, причем устанавливаются средние пропускаемые через все турбины станции расходы Q, соответствующие напоры H, отметки нижнего бьефа и т. п. (табл. 13-2).

Нанесением этих режимов в виде точек на график в координатах напора и расхода получают изображение ожидаемой работы турбин станции, названное нами ее режимным графиком. Для наглядности точки могут быть объединены в контур по последовательности времен, как это сделано, например, на рис. 13-9.

В тех же координатах изображается турбинная топограмма вида $\eta=f(H,Q)$, построенная по образцу рис. 11-29,*б*. При равенстве масштабов можем нанести ее на тот же режимный график.

Таблица 13-2

Данные для режимного графика

Год	Многоводный				...	
Период (месяцы, декады и т. д.)	X	XI	...	IX	...	...
Длительность его Δt, *ч*	744	722	...	720	...	...
Средний расход станции Q, *м³/сек*	817	600	...	1 015	...	...
Рабочий напор H, *м*	18,15	16,70	...	17,80	...	...
Отметка нижнего бьефа, *м*	76,15	77,65	...	76,85	...	...

Пусть на данной станции предположена установка трех турбин. Генератор каждой соответствует мощности турбины 750 *квт*. Типоразмер турбины подобран. Ее топограмма $\eta=f(H,Q)$ нанесена внизу на рис. 13-9. По этой топограмме построим вторую, общую для двух таких турбин, работающих параллельно, для чего все точки нижней поднимем на двойные ординаты соответственно двойному расходу. Утраивая их, получим топограмму трех турбин. Такие характеристики, изображаю-

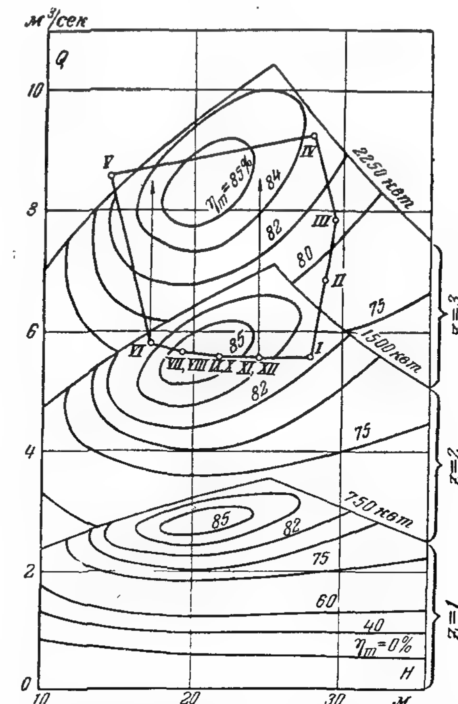


Рис. 13-9. Накладка кратной топограммы на режимный график в числовых координатах.

щие совместную параллельную работу нескольких одинаковых турбин в одинаковых режимах, мы назвали кратными.

Как указано в § 11-14, каждая такая топограмма имеет «крышу» — ограничивающую ее сверху ломаную линию. Правая часть линии соответствует наибольшей возможной мощности генератора, левая — линии запаса мощности турбины, за которой ее мощность может вырасти лишь на 5%, а затем должна снизиться.

Взаимная накладка кратных топограмм и режимного графика позволяет делать ряд разнообразных выводов. Так, она в данном случае показывает, что в предположении однообразных режимов работы в течение каждого обозначенного цифрой месяца будут всегда работать две или три турбины, но одна — никогда; во-вторых, что две турбины необходимы с июня по январь (когда и надо производить поочередный ремонт агрегатов), а три — с февраля по апрель; в третьих, что в мае (половодье, малый напор и большой расход) три турбины не могут пропустить располагаемый расход; часть его должна сбрасываться мимо них; в-четвертых, что, например, в июне можно работать на двух турбинах с к. п. д. 84% или на трех с к. п. д. 78%, что, конечно, невыгодно; в-пятых, что в апреле и мае гидростанция должна работать с постоянной, базисной, нагрузкой; пики сети должны принимать другие электростанции; с января по июнь временные пики, воспринимаемые данной станцией, могут доходить до 50—90% ее средней нагрузки.

При предположении однообразной (без пиков и провалов) в каждом месяце нагрузки станции может быть установлена степень экономичности использования ее потока при данном ее турбинном оборудовании. Это может быть сделано по одному из двух показателей.

Одним из них является выработка энергии станцией за год. Она подсчитывается в киловатт-часах по напору, расходу, к. п. д. турбин и длительности периода в часах. Конечно, здесь должен был бы учитываться и к. п. д. генераторов, но он при нагрузках, близких к наибольшим, почти постоянен и на дальнейшее сравнение оборудования почти не влияет.

Другим показателем является средний годовой к. п. д. турбин; он должен быть, однако, не арифметически средним за число периодов, а средневзвешенным по мощности и продолжительности, так как для экономичности, конечно, не безразлично, иметь ли хороший к. п. д. за период большой мощности, а плохой — за такой же период малой или наоборот. Такой к. п. д. вычисляется за все число периодов как

$$\eta = \frac{\Sigma N_i \Delta t_i}{\Sigma \frac{N_i}{\eta_i} \Delta t_i}. \qquad (13\text{-}1)$$

Для той же гидростанции может быть предположен иной вид турбинного оборудования — те же турбины при другой оборотности или в другом числе, или же другого размера, или даже другого типа. На тот же режимный график наложится тогда иная кратная топограмма. Средняя за год выработка или средний к. п. д. изменится. Окажется возможным сравнение двух вариантов не только по капиталовложениям, но и по экономичности и размеру возможных пиковых нагрузок.

Такое сравнение вариантов и, следовательно, сравнительный подбор турбин вообще возможны и очень полезны. В таком виде они, однако, кропотливы, так как пересчет нужной топограммы из обычной приведенной, а также построение по точкам кратных требуют много времени. Они и не наглядны, так как трудно себе представить, как надо изменить турбины, чтобы кратная топограмма изменила свое положение относительно режимного графика в желательном направлении.

От таких недостатков свободна накладка турбинных топограмм на режимные графики при построении тех и других в логарифмических координатах.

13-6. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ ПОДБОР ТУРБИН ПО ЛОГАРИФМИЧЕСКИМ ТОПОГРАММАМ

Описанный в § 13-5 способ подбора при употреблении логарифмических координат настолько упрощается, что становится возможным очень быстро сравнивать десятки самых разнообразных вариантов и выбирать из них лучшие.

Обоснованием этого разработанного нами способа является указанное в § 11-15 свойство логарифмических топограмм не изменять ни своих размеров, ни формы при передвижке их в поле напоров и расходов, хотя они при каждом своем положении изображают свойства турбин одного типа, но разных размеров и при разных оборотностях. То и другое определяется положением топограммы в таком поле, практически — положением какой-либо ее характерной точки, за которую можно взять ее вершину, т. е. точку наибольшего к. п. д. Поступательно в любом направлении двигать топограмму намеченного типа по режимному графику удобно, вычертив ее на кальке в соответствии с масштабом последнего. На кальку могут наноситься и кратные топограммы для любого числа турбин.

Следовательно, наложив на режимный график топограмму одиночной турбины на кальке так, чтобы режимные точки покрылись топограммой при ее хороших к. п. д., мы можем найти соответствующие накладке диаметр и оборотность турбины по координатам вершины H и Q.

Это делается так. Для вершины модельной топограммы известны Q_{10}' и n_{10}'. Тогда в нашем случае имеем по (4-30):

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Q_{10}' \sqrt{H}}}; \qquad (13\text{-}2)$$

$$n = n_{10}' \sqrt{\frac{Q_{10}' H \sqrt{H}}{Q}}. \qquad (13\text{-}3)$$

При таком способе подбора можно пользоваться и кратными топограммами. Тогда накладка такой топограммы определяет не только диаметр и оборотность турбин, но и удобное их число.

Построение кратной топограммы производится нанесением на кальку одной над другой любого числа логарифмических топограмм данного типа без их изменения (т. е. простой их копировкой), но со смещением (в данном случае — по вертикали) их вершин вверх от вершины одиночной топограммы. При вычерчивании топограммы двух турбин это смещение берется равным lg 2, для трех турбин — lg 3 и т. д. Следовательно, чем больше их число, тем теснее располагаются топограммы вверху одна над другой. Так расположились топограммы, например, на рис. 13-10.

На этом рисунке показаны крыши топограмм, указанные в § 11-14 и 13-5. Но под левым их скатом показан пунктиром и второй скат. Значение его таково. Режимы с точками между двумя скатами могут быть получены и при меньшем числе турбин (соответствующем скату данной топограммы) и при числе, на единицу большем (здесь верхняя топограмма несколько перекрыта нижней). Однако при большем числе пущенных турбин их к. п. д. больше, чем при меньшем. Следовательно, надо предпочесть большее число, если к этому нет препятствий в виде, например, наличия турбин неисправных или в ремонте. Построение второго ската производится проведением линии по точкам пересечения изолиний, равных к. п. д. соседних топограмм.

Размеры и оборотность турбины при накладке кратной топограммы определяются по положению вершины топограммы одиночной турбины.

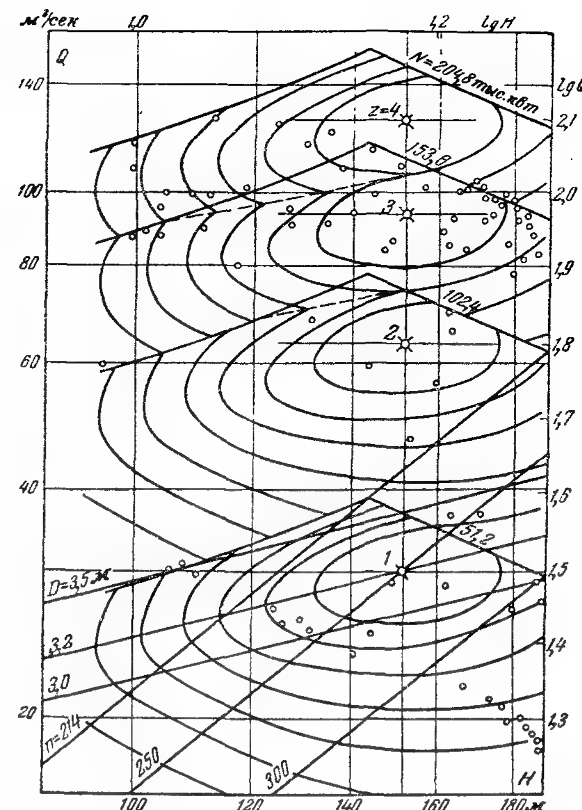


Рис. 13-10. Накладка кратной топограммы на режимный график в логарифмических координатах с использованием накладочной сетки стандартных диаметров и оборотностей.

При произведенной накладке кратной топограммы выработка энергии и средний к. п. д. определяются так же, как и выше, при построении в числовых координатах.

Морозов предложил наш логарифмический способ подбора несколько видоизменить, а именно: он предпочитает строить характеристики не вида $\eta = f(\lg H, \lg Q)$, а вида $\eta = f(\lg N, \lg H)$, что делает, по его мнению, подбор нагляднее. Однако тогда такая характеристика точна лишь для определенного диаметра колеса; при другом диаметре меняются к. п. д., в связи с чем должны меняться и мощности; тогда Морозов использует мощности турбины некоторого среднего диаметра и пренебрегает доходящей до 1% погрешностью в к. п. д. и мощностью при других диаметрах.

Соответствующий способ подбора изложен в [Л. 229]; там же даны такие логарифмические характеристики типов, вошедших в новую номенклатуру крупных турбин.

13-7. НАКЛАДКА ТОПОГРАММ ДЛЯ ТУРБИН С НОМЕНКЛАТУРНЫМИ ДИАМЕТРАМИ И СТАНДАРТНЫМИ ОБОРОТНОСТЯМИ

При описанной накладке определяются диаметры турбин некруглые, не соответствующие диаметрам, предусмотренным номенклатурой (§ 13-2). Несоответствующими стандартным оборотностям трехфазных генераторов (§ 2-9) получаются и оборотности, что недопустимо при прямом (без передачи) приводе генератора турбиной.

Можно проложить на режимном графике линии (они при логарифмических координатах прямые), на которые должна ложиться вершина одиночной топограммы, чтобы диаметр турбины и ее оборотность имели те или иные допустимые значения.

Из (13-2) следует, что при некотором заданном диаметре D имеем уравнение геометрического места вершин топограммы в виде:

$$\lg Q = 2\lg D + \lg Q'_{10} + 0{,}5\lg H, \quad (13\text{-}4)$$

где $\lg Q$ и $\lg H$ — текущие координаты прямой с наклоном 1 : 2 (при одинаковых масштабах абсцисс и ординат).

При пренебрежении неравенством к. п. д. из (13-3).

следует:

$$\frac{n}{n'_{10}} = \sqrt{\frac{Q'_{10} H \sqrt{H}}{Q}};$$

отсюда уравнение для постоянной оборотности

$$\lg Q = 2\lg\frac{n'_{10}}{n} + \lg Q'_{10} + 1{,}5\lg H. \quad (13\text{-}5)$$

Такая прямая ложится круче — с наклоном 1,5 : 1.

На режимный график внизу наносится сетка (рис. 13-10) из нескольких так определяемых параллельных прямых, соответствующих нескольким намеченным возможным диаметрам и тоже из нескольких параллельных прямых для намеченных оборотностей. Используя такую накладочную сетку, накладку производят так, чтобы вершина одиночной топограммы ложилась на одно из пересечений сетки, что и определяет диаметр и оборотность турбины, применение которой изучается.

Калька с кратной топограммой может быть заменена и калькой лишь с одиночной топограммой. Тогда на последней через вершину проводится вертикаль и

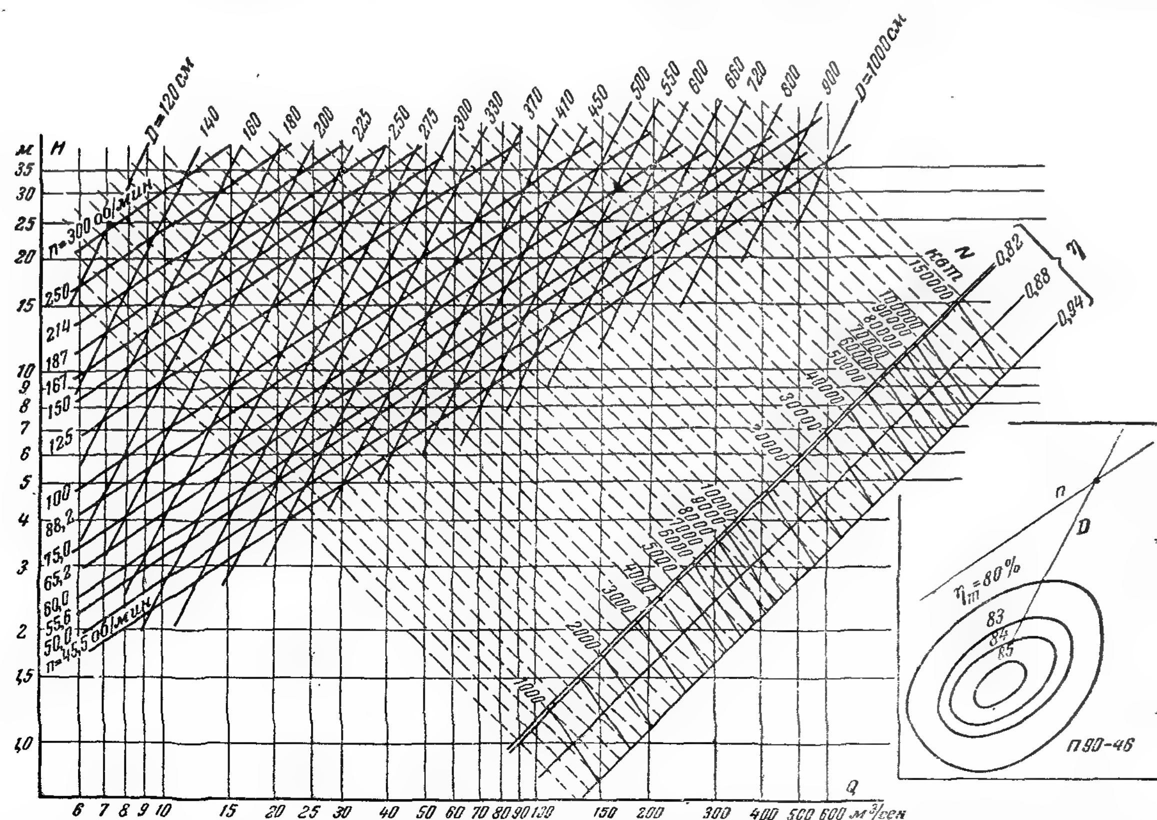


Рис. 13-11. Накладочная сетка Башкирова для быстроходных турбин и образец соответствующей топограммы.

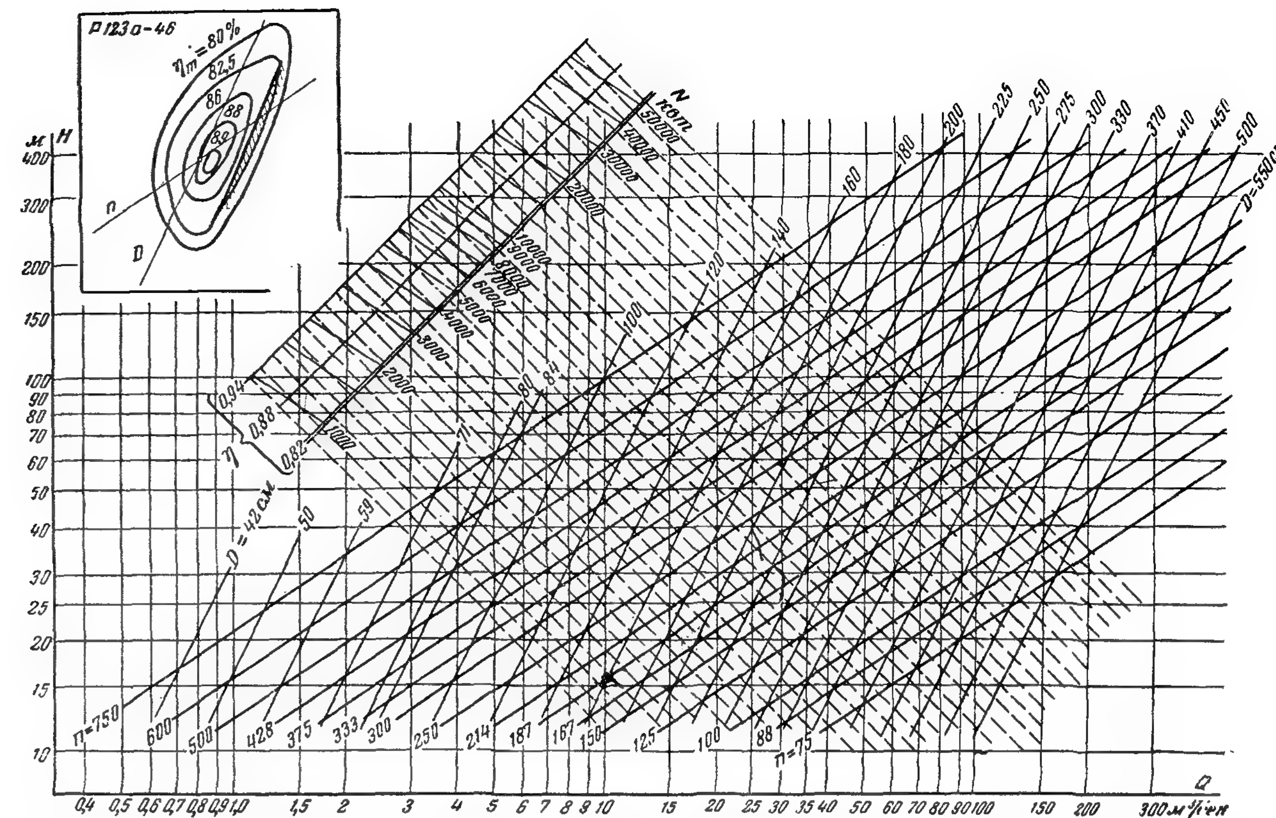


Рис. 13-12. Накладочная сетка Башкирова для тихоходных турбин и образец соответствующей топограммы.

на ней помечаются точки, отстоящие от вершины вниз на расстоянии lg 2, lg 3 и т. д. Накладка производится помещением той или другой из этих точек в пересечения сетки. Работа построения несколько упрощается за счет уменьшения наглядности.

По изложенному выше способу для накладки турбинной топограммы на режимный график гидростанции необходимо предварительно нанести на последний накладочную сетку намеченного типа турбины. Совмещение вершины топограммы (пересечения помеченного на ней креста) с одной из точек сетки и указывает соответствующие накладке диаметры и оборотность турбины. Если при том же режимном графике желательно исследовать предполагаемую работу турбины другого типа, то накладочная сетка располагается на режимном графике в другом месте.

Обычно для определенной гидростанции подробно исследуется только один, наиболее для нее подходящий по напору и кавитационным свойствам тип турбины, но могут быть случаи, когда желательно сравнение двух-трех типов, что требует построения такого же числа накладочных сеток.

Башкиров предложил [Л. 17] видоизменить наш способ; тогда можно ограничиться лишь одним или двумя заблаговременными построениями сетки для всех типов реактивных турбин. Именно для всех быстроходных низконапорных турбин он наносит на поле режимного графика сетку, одна из накладочных точек которой располагается на координатах $\lg H = \lg Q = 0$ (т. е. при $Q = 1$ *м³/сек* и $H = 1$ *м*); через эту точку проводятся две наклонные прямые для $n = 75$ при $D = 1$ *м*. Прямые для других оборотностей и диаметров наносятся по соседству по расчету (рис. 13-11). При использовании такой сетки на ее точки приходится накладывать турбинную топограмму уже не ее вершиной (крестом), как делали мы, а особой «указательной» точкой, положения которой предварительно без труда наносятся на топограмму каждого типа турбины. Через такую точку проводятся две наклонные, совмещение которых с некоторыми наклонными линиями сетки и определяет при накладке оборотность и диаметр.

Для всех тихоходных турбин строится другая сетка, одна из точек которой соответствует расходу 10 *м³/сек*, напору 100 *м*, диаметру 1 *м* и оборотности 750 (рис. 13-12).

Кроме того, Башкиров предпочитает все графики строить в масштабе 125 *мм* в единице логарифма и располагать напоры по ординатам, а расходы — по абсциссам. Однообразные бланки двух типов с сетками заготавливаются заранее.

В соответствии с его приемами турбинные топограммы принимают вид, указанный на тех же фигурах. Поля и топограммы помещены в данном издании с уменьшением в 2,5 раза против рекомендуемых масштабов.

Примеры накладки по этому способу даны на рис. 13-13 для случая повышения напора во второй очереди строительства гидростанции. Области предполагаемых рабочих режимов заштрихованы.

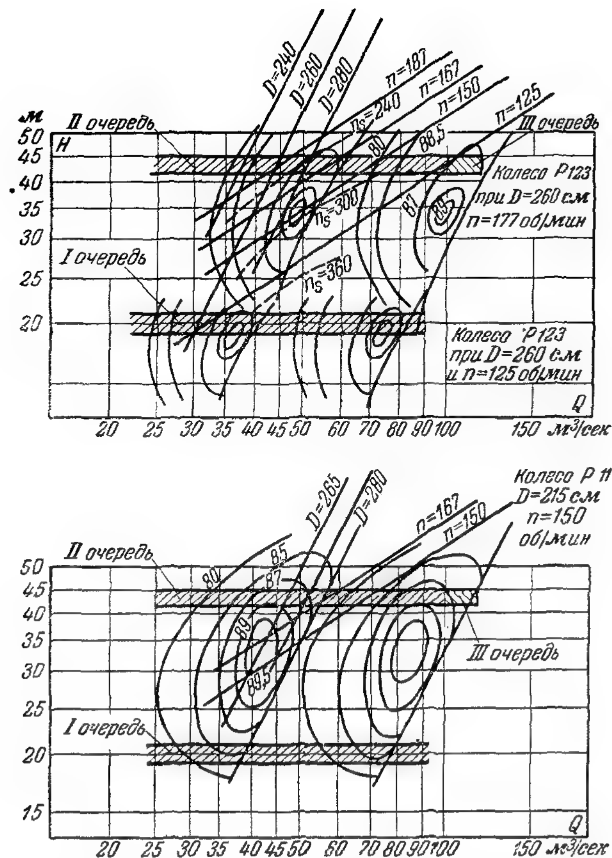


Рис. 13-13. Накладка топограмм по Башкирову для гидростанции с последующим повышением напора со сменой и без смены генераторов.

На рис. 13-11 и 13-12 нанесены особые наклонные *шкалы, позволяющие быстро определять мощность* турбины в любой режимной точке, если предположить для турбины, работающей в этой точке, известным ее к. п. д. (в пределах 82—94%). Для этого надо спуститься из режимной точки по пунктиру на линию этой шкалы, *соответствующую значению избранного к. п. д.*, и прочитать на этой линии (или экстраполировать между косыми отрезками прямых) мощность.

13-8. СЕТОЧНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ЛОГАРИФМИЧЕСКИХ ТОПОГРАММ

В § 11-14 описан сеточный способ перестройки приведенной топограммы $\eta=f(Q_I', n_I')$ к виду $\eta=f(Q, H)$; нам же нужен вид $\eta=f(\lg Q, \lg H)$. Указываем соответствующий способ перестроения.

На приведенной топограмме имеется сетка постоянных Q_I' и n_I' (рис. 13-14,*а*). Перенесем эту сетку в поле $\lg H$—$\lg Q$ (рис. 13-14,*б*).

Каждая горизонталь этой первичной сетки определяет режимы работы при $H=D=1$ и некотором n_I'. Найдем те же режимы в поле Q и H при некоторых D и n. Так как в логарифмических координатах очертания изолиний не зависят от этих двух величин, то для них можно принять любые значения, например $D=1$ и $n=n_{10}'$. Тогда имеем:

$$n=n_{10}'=\frac{n_I'\sqrt{H}}{D}=n_I'\sqrt{H}, \tag{13-6}$$

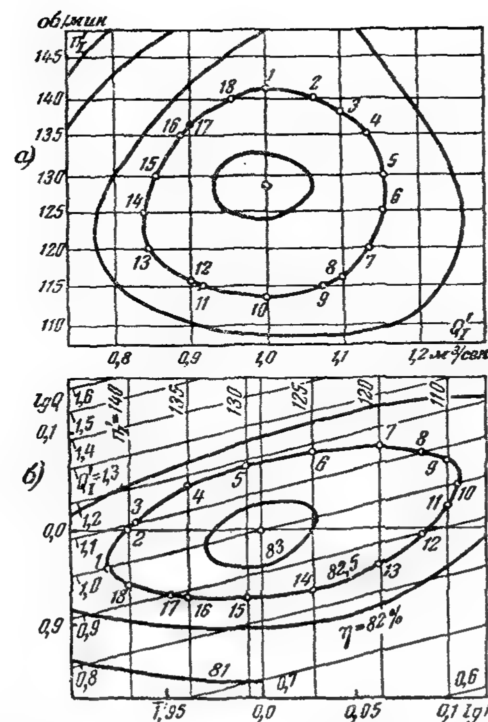


Рис. 13-14. Сеточное перестроение приведенной топограммы в логарифмические координаты.

откуда следует:

$$\lg H=2\lg\frac{n_{10}'}{n_I'}, \tag{13-7}$$

т. е. на искомой вторичной топограмме горизонтали первичной сетки *изображаются вертикалями. Наносим эти вертикали над абсциссами* $\lg H$, *а помечаем их значениями исходных* n_I'. Вертикали учащаются справа налево.

Теперь переносим вертикали первичной сетки. Имеем:

$$Q=Q_I'\sqrt{H}\,D^2=Q_I'\sqrt{H}, \tag{13-8}$$

откуда

$$\lg Q=\lg Q_I'+0{,}5\lg H. \tag{13-9}$$

Это выражение показывает, что первичные вертикали изобразятся на логарифмической топограмме *наклонными влево прямыми. Из построения видно, что* они учащаются кверху. Эти прямые помечаем значениями исходных Q_I'.

Для перевода изолиний с рис. 13-14,*а* на рис. 13-14,*б* находим соответствующие друг другу четырехугольники и отдельные участки изолиний в них переносим с верхнего рисунка на нижний на глаз. В частности, видим, что наиболее важный для использования правый верхний квадрант верхней топограммы изображается левым верхним нижней.

На рис. 13-15 дается готовая сетка для таких практических перестроений. Она нанесена в масштабах: для напора (абсцисс) единица логарифма равна 250 *мм*, для расхода (ординат) — 125 *мм*. На нее в виде образца нанесена изолиния $\eta=78\%$ с приведенной характеристики колеса типа П91-46.

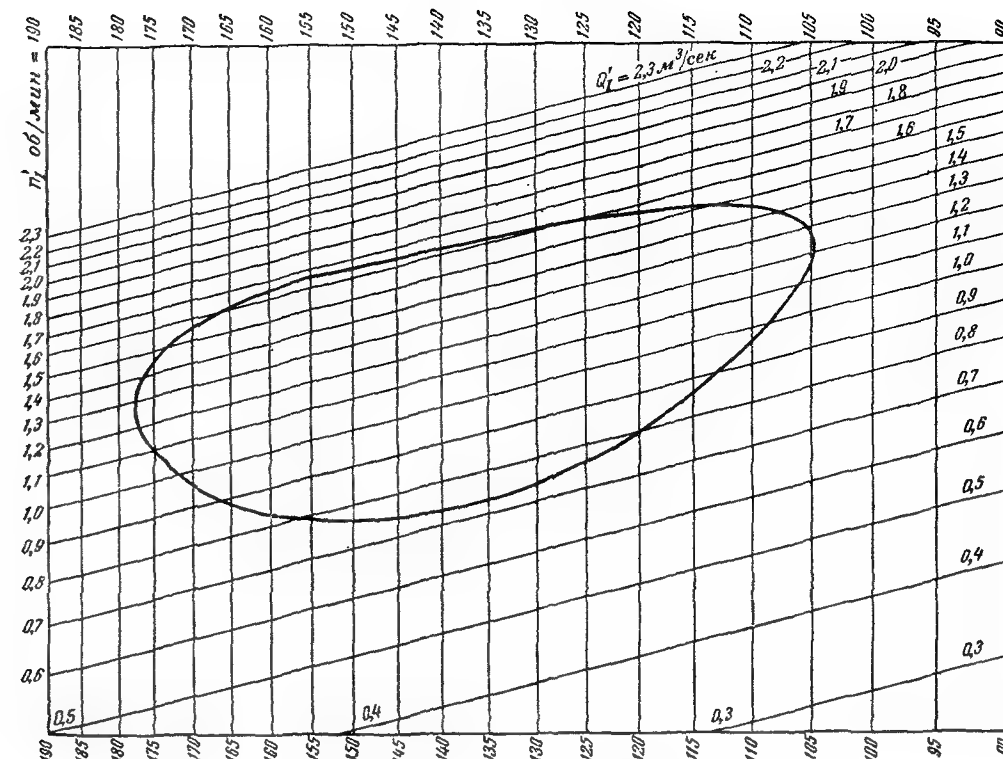


Рис. 13-15. Сетка для построения логарифмических топограмм.

В [Л. 275] даны построенные в такой сетке логарифмические топограммы номенклатурных типов. Здесь же приводим при таких же масштабах топограммы лишь типов Р123 (рис. 13-16,*а*) и П90 (рис. 13-16,*б*). На обеих нанесены линии 5-процентного запаса мощности (в левом верхнем квадранте), а на второй — еще две добавочные системы линий. Одна из этих систем — изолинии $\frac{N}{N_0}$, где N_0 — мощность в вершине топограммы.

Таким образом, и такая топограмма получает ограничивающую ее сверху крышу (§ 11-13), левый скат которой — линии 5-процентного запаса, а правый — одна из линий $\frac{N}{N_0}$, соответствующая мощности генератора.

Другая система изолиний соответствует величине

$$\nu=\frac{\sigma H}{\sigma_0 H_0},$$

где коэффициент кавитации турбины σ_0 соответствует ее оптимальному режиму, а H_0 — произведенной накладке топограммы на режимный график. При той или иной накладке величина ν (относительное динамическое разрежение) не меняется, что является удобством при изучении вариантов подбора. *Зная* H_0, *по абсциссе вершины при данной накладке вычисляем* $\sigma_0 H_0$ и $H_{отс}$. По значению ν в любом неоптимальном режиме судим о σH, а следовательно, и о допустимой высоте отсасывания. Нанесение на топограмму значений σ вместо ν не дало бы такого удобства.

Если бы уровень нижнего бьефа не менялся, то одна из изолиний ν (где-то в правом верхнем квадранте) могла бы служить одним из скатов крыши топо*граммы, тоже ограничивающим использование режимов,* так как точки выше этой изолинии имели бы недопустимо большую высоту отсасывания.

При исследовании работы турбин в разных режимных точках при некоторой накладке топограммы изолинии ν *позволяют быстро вычислять наибольшие допустимые в каждом периоде высоты отсасывания.* При сопоставлении этих высот с отметками нижнего бьефа (табл. 13-2) определяются наивысшие допустимые отметки турбины. Окончательная ее отметка должна соответствовать наименьшей из определенных так или же в наиболее опасный в кавитационном отношении период нагрузка каждой турбины должна быть снижена. Это *может быть сделано или уменьшением нагрузки всей* станции, или пуском в этот период большего числа турбин, чем было найдено выгодным по значению к. п. д.

13-9. ПРИМЕРЫ ПОДБОРА ТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛОГАРИФМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Изучение нами семи вариантов турбин для усло*вий напор 14—13 м и расход 190—700 м³/сек* привело к их сравнению по рис. 13-17. На нем на оси абсцисс отложены оборотности турбин в разных вариантах: линия z указывает их число, D — диаметр, ΣN — установленную мощность станции, A — выработку ею энергии в год, $\eta_{нб}$ — наибольший к. п. д. турбин (он тем больше, чем они крупнее), η — их средневзвешенный за год к. п. д. График в общем показывает, что наибольшая *выработка получается* при двух крупных турбинах, а наибольший средний к. п. д. — при трех-четырех мень*ших.* Аналогичные сравнения оборудования для других

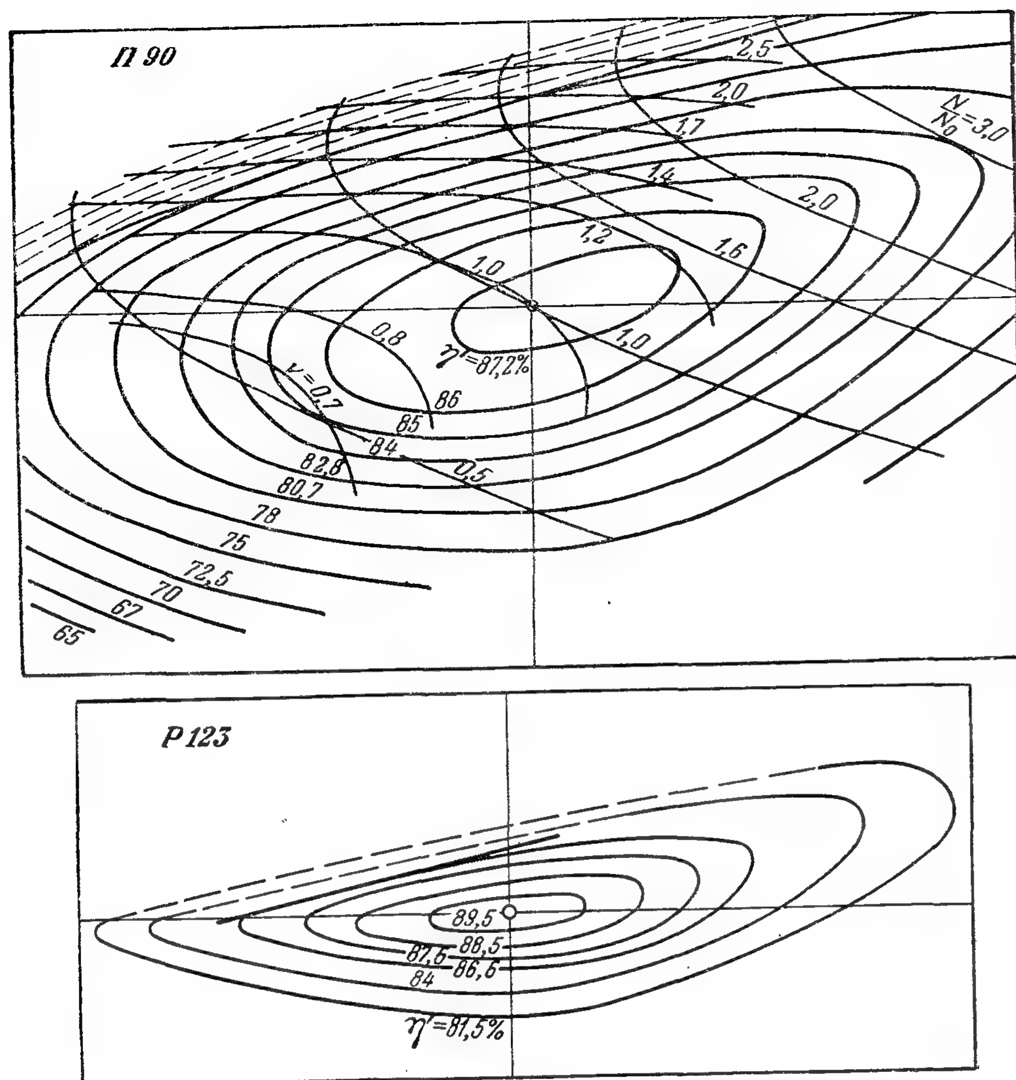


Рис. 13-16. Логарифмические топограммы турбин типов Р123 и П90.

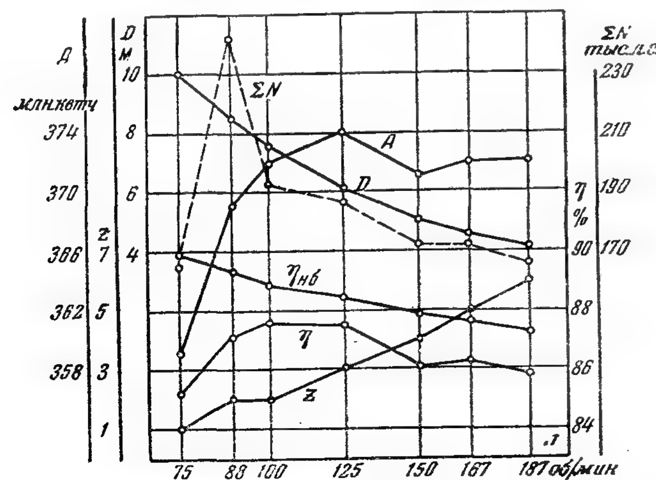


Рис. 13-17. Пример сравнения вариантов турбинного оборудования.

гидростанций средней равнинной полосы Европейской части Советского Союза подтвердили, что наивыгоднейший к. п. д. *получается обычно примерно при четырех* соответствующего диаметра поворотнолопастных турбинах на станции или пяти-шести радиально-осевых. Эта разница объясняется, конечно, более крутой характеристикой (рис. 11-12) последних.

Снижение среднего к. п. д. в обе стороны от оптимального числа турбин на станции вполне естественно: чем это число больше, тем они мельче, тем их к. п. д. меньше, но зато при эксплуатации тем легче подобрать число пускаемых турбин для нужной нагрузки так, чтобы эта нагрузка воспринималась турбинами в лучших их режимах. Это наглядно видно, например, из сравнения рабочих характеристик (т. е. при постоянном напоре) на рис. 13-18. На рис. 13-18,*а* изображена характеристика одной крупной турбины, на рис. 13-18,*б* слева — характеристика одной, вдвое меньшей, справа — их обеих, работающих параллельно. На рис. 13-18,*в* также изображены характеристики трех еще меньших турбин.

Из четырех предположенных режимов с разными нагрузками при одной турбине неблагоприятными (с малым к. п. д.) оказываются два режима, при двух — один, при трех всем четырем соответствуют благоприятные режимы. Но чем больше число турбин и меньше их диаметр, тем ниже располагаются кривые, и при некотором диаметре общее снижение их к. п. д. даст все же лучшее по кривым распределение режимов. В данном случае средние к. п. д. получились равными 84,5; 90,1 и 89,7%.

Для другой гидростанции (напор 10,8—21,0 *м*, расход 590—3 600 *м³/сек*, колебание нижнего бьефа 10 *м*) нами по поручению проектной организации были сравнены 72 варианта с турбинами разных диаметров, оборотностей, типов и даже систем: поворотнолопастной, пропеллерной и лопаточной лопастнорегулируемой. При этом число турбин (18), а также допустимый наибольший диаметр (5 *м*) являлись заданными; последний по условиям компоновки совмещенного с водосливом блока здания ГЭС и по соображениям геологического характера, а именно было признано недопустимым такое большое заглубление фундамента, которое необходимо при турбинах большего диаметра.

Лучшим по наибольшей выработке оказался вариант П245-460 с оборотностью 125 (табл. 13-3); мощность такой турбины 21,9 *Мвт* (гидроагрегата — 22 *Мвт*); выработка всех их за средний год 1 826 · 10⁶ *квт·ч*. Эта выработка принята в таблице за 100%. Для других помещенных в таблицу вариантов она оказалась меньшей на 0,5—4,9%. Там же указана (в долях той же выработки) выработка турбин в меженное время, например для первого варианта 66,6%. В последнем столбце указана возможная пиковая мощность турбины в критические периоды падения напора в конце зимы. Так, например, во втором варианте она для всей станции равна 18 · 21,9 · 0,72 = 282 *Мвт*.

Таблица 13-3

Сравнение вариантов турбин по логарифмическому подбору

№	D	n	Выработка, %		Пиковая мощность, %
			полная	меженная	
1	4,6	125	100,0	66,6	69,6
2	4,8	125	99,5	66,9	72,0
3	5,0	125	99,1	66,5	78,2
4	4,8	136	98,3	66,2	70,6
5	4,6	136	97,6	66,6	64,8
6	4,8	150	95,8	64,5	64,5
7	4,2	136	95,3	66,7	57,0
8	4,6	150	95,1	65,1	63,0

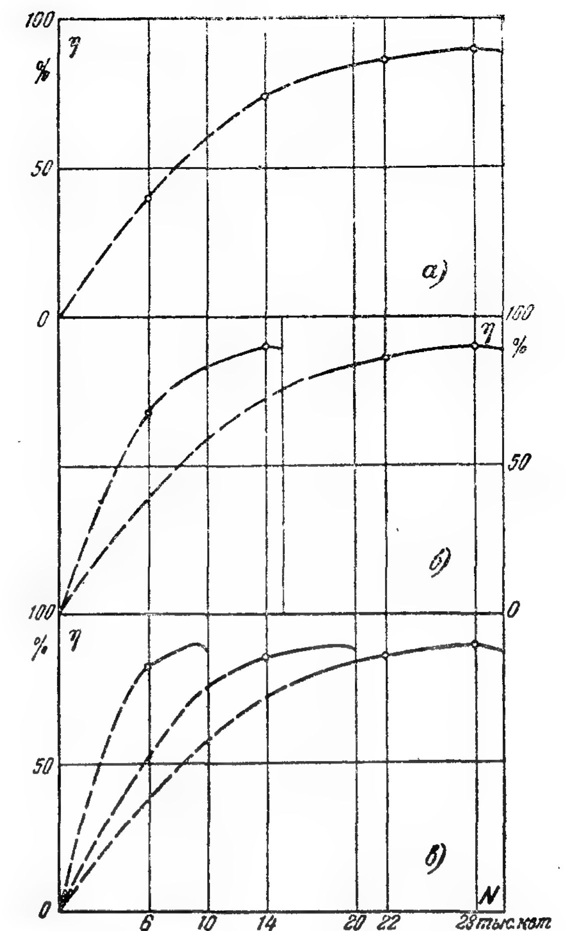


Рис. 13-18. Сравнение по рабочим характеристикам среднего эксплуатационного к. п. д. при числе турбин на станции 1—3.

Из таблицы видно, что при оборотности 125 выработка больше, чем при 136—150; она при диаметре 4,6 больше, чем при 4,8 и 5 *м*; критическая пиковая мощность больше, наоборот, при больших диаметрах; в половодье вырабатывается треть годовой выработки.

Изучение других вариантов показало:

1. Поворотнолопастные турбины по выработке заметно выгоднее как пропеллерных, так и поворотнолопастных с жестким направителем.

2. Оптимальным накладкам соответствует расположение режимных точек в правом верхнем квадранте приведенной топограммы или в левом верхнем накладной.

3. При 18 турбинах выработка многоводного года снижается на 1—2% против среднего из-за снижения напора в половодье; при 24 турбинах она повышается на 4—5%.

4. Для пропеллерных турбин выгоден разворот лопастей, немного больший, чем это соответствует оптимальному режиму поворотнолопастной турбины.

5. Для поворотнолопастных турбин с жестким направителем выгодно немного большее открытие, чем это соответствует оптимальному режиму поворотнолопастной турбины.

В [Л. 275] разбор этих примеров дан несколько подробнее. Там, кроме того, даны примеры подбора для особых случаев, как то: для гидростанций с напором, повышаемым во второй период их работы (например, при надстройке плотины) или понижаемым (например, при подпоре от новой гидростанции или сработке озера); для приливных гидростанций с постоянными и значительными колебаниями напора; для ковшевых турбин.

Изображать топограммы гидротурбин в логарифмических координатах предложил в Германии в 1932 г. Вагенбах. Однако рекомендованные им элементарные приемы подбора по таким топограммам оказались совершенно непрактичными и, насколько известно, за рубежом не использовались. Изложенные выше приемы разработаны были нами и проверены практически в 1933—1949 гг. [Л. 276 и 275].

ГЛАВА ЧЕТЫРНАДЦАТАЯ

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН

14-1. ЗАВИСИМОСТЬ УГЛОВОГО УСКОРЕНИЯ ОТ МОМЕНТОВ СИЛ И МАХОВОГО МОМЕНТА

Если на тело с массой m (рис. 14-1,*а*) действуют, проходя через его центр тяжести, две противоположно направленные неравные силы P_1 и P_2, то по второму закону Ньютона тело получает ускорение $\frac{dv}{dt}=a$ в сторону большей силы, а равнодействующая сила равна произведению массы на ускорение, т. е.

$$P_1 - P_2 = m\frac{dv}{dt} = ma. \qquad (14\text{-}1)$$

Если тело имеет неподвижную ось вращения (рис. 14-1,*б*), если его момент инерции относительно оси равен J и на него действуют в разные стороны относительно оси моменты M_1 и M_2, то действительно аналогичное уравнение с заменой сил моментами, массы — моментом инерции, линейного ускорения — угловым:

$$M_1 - M_2 = J\frac{d\omega}{dt}, \qquad (14\text{-}2)$$

где угловая скорость ω, т. е. угол поворота в секунду, связывается с оборотностью, т. е. с числом оборотов в минуту n, так:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}. \qquad (14\text{-}3)$$

В технике предпочитают производить вычисления не с угловой скоростью, а с оборотностью, и не с моментом инерции, а с пропорциональной ему величиной называемой маховым моментом и изображаемым сложным обозначением GD^2, которое только в простейшем случае рассматривается как произведение двух величин.

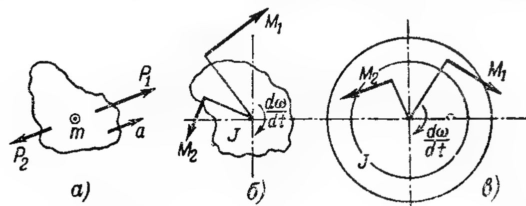


Рис. 14-1. Ускорения тела при прямолинейном и вращательном движениях.

В этом случае вращающееся (рис. 14-1,*в*) тело имеет вид кольца малой сравнительно с его радиусом r *м* толщины с весом G *кг*, или m, и с центром на оси вращения. Тогда для него по определению момента инерции

$$J = mr^2 = \frac{G}{g}\cdot\frac{D^2}{4}, \qquad (14\text{-}4)$$

откуда его маховой момент (*кгм*² или *тм*²)

$$GD^2 = 4gJ \approx 40J. \qquad (14\text{-}5)$$

Если маховик имеет толстый обод и сравнительно легкие втулку и спицы (или диск), то его маховой момент приблизительно вычисляется по весу и диаметру обода. В других практических случаях при деталях сложной формы (роторы турбины и генератора) маховой момент есть условная величина, равная моменту инерции, помноженному на $4\,g$. Если за G принять вес маховика, то D может называться диаметром инерции.

Момент инерции определяется обычно вычислением по размерам рабочего проекта детали и несколько уточняется сравнением ее действительного веса с проектным. Он может быть определен и опытным путем, что делается иногда в лабораториях и — редко — на промышленных установках.

На вал и ротор турбины действует в одну сторону крутящий момент, передаваемый на ее вал рабочим колесом, в другую сторону — момент сопротивления рабочей машины или передачи, в случае гидроагрегата — момент сопротивления генератора, зависящей от нагрузки его сетью. Угловое ускорение равно нулю, и турбина сохраняет свою оборотность лишь при сохранении равенства обоих моментов.

Мощность связана с моментом на валу так:

$$M\omega\ \textit{кг}\cdot\textit{м/сек} = M\frac{2\pi n}{60} = 75N\ \textit{л.с} = 102N\ \textit{квт}, \qquad (14\text{-}6)$$

откуда

$$M\ \textit{кг}\cdot\textit{м} = \frac{716N\ \textit{л.с}}{n} = \frac{974N\ \textit{квт}}{n}. \qquad (14\text{-}7)$$

В странах английского языка часто предпочитают маховым моментом называть произведение веса ротора W в английских фунтах (0,4536 *кг*) на квадрат радиуса инерции в футах (0,3048 *м*). Это дает следующую связь метрического и английского маховых моментов:

$$WR^2\ \textit{фунто}\cdot\textit{фут}^2 = 5{,}972GD^2\ \textit{кгм}^2 \qquad (14\text{-}8)$$

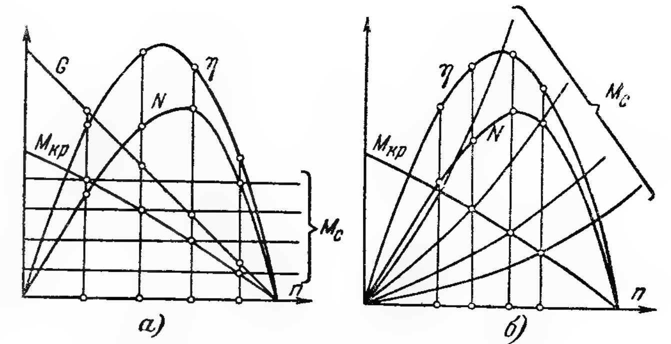


Рис. 14-2. Работа турбины без регулятора.
а — на подъем груза; *б* — на генератор постоянного тока.

14-2. ТУРБИНЫ БЕЗ РЕГУЛИРОВАНИЯ И С РЕГУЛИРОВАНИЕМ НАГРУЗКОЙ

Только в исключительно редких случаях нагрузка турбины (т. е. снимаемая с нее мощность) остается постоянной. Обычно нагрузка меняется по времени.

Также очень редко рабочая машина допускает привод ее при переменной оборотности. Таким примером может служить подъемное устройство, приводимое турбиной. Тогда момент сопротивления на валу турбины пропорционален весу груза. Если бы турбина сохраняла свою мощность при разных оборотностях, то подъем разных грузов происходил бы одинаково успешно, с той лишь разницей, что чем они тяжелее, тем скорость подъема была бы меньшей.

Однако турбина при одном и том же открытии (и, конечно, напоре), но при разных оборотностях развивает разные крутящие моменты $M_{кр}$ и мощности N (§ 11-4) примерно по рис. 14-2,*а*. Разным поднимаемым грузам G соответствуют разные моменты сопротивления M_c, не зависящие от оборотности и изображаемые, следовательно, на рис. 14-2,*а* горизонтальными прямыми. При каждом грузе режим будет устойчивым и оборотность постоянной при равенстве $M_{кр}=M_c$, т. е. в точках пересечения горизонталей с кривой $M_{кр}$. Разнообразная оборотность не мешает процессу подъема грузов, но турбине приходится работать в режимах с разными, в том числе и плохими, значениями к. п. д.

Другим случаем допустимой работы турбины при разнообразных оборотностях является привод ею генератора постоянного тока (динамомашины). Крутящий момент турбины при постоянном открытии и разных оборотностях изображается (рис. 14-2,*б*) наклонной вправо кривой, более или менее близкой к прямой; моменты сопротивления генератора при разных нагрузках сети и его оборотностях меняются по аналогичным линиям — прямым или выпуклым вниз; на рисунке чем больше нагрузка, тем больше кривая смещается влево. Устойчивые по оборотности режимы соответствуют точкам пересечения кривой турбинного момента с той или другой кривой генератора.

При таком устройстве напряжение генератора и при переменной оборотности может поддерживаться постоянным посредством особого автоматического регулятора напряжения, меняющего возбуждение генератора.

Так как постоянный ток применим лишь к очень мелким сетям, а, кроме того, турбине в этом случае приходится работать часто при пониженном к. п. д. (рис. 14-2), то описанная схема имеет ничтожное применение лишь в установках самой малой мощности (§ 16-10).

При переменном токе необходимо поддержание постоянства его частоты, что требует подравнивания крутящего момента турбины к моменту сопротивления генератора и именно при сохранении одной и той же оборотности. Это и является задачей регулирования современной турбины вообще и автоматического регулирования в частности. При этом надо отметить, что иногда в литературе термином «регулирование» покрываются, к сожалению, два понятия: как соответствующее устройство, так и процесс работы этого устройства.

В начале этого параграфа указано, что при данных напоре и открытии оборотность турбины сохраняется постоянной, если не меняется ее нагрузка. При снижении полезной нагрузки это постоянство может быть достигаемо включением дополнительной. Раньше применялось, например, регулирование, при котором турбина вращала насос, перегонявший воду из бака обратно в него же. При снижении полезной нагрузки автоматический регулятор увеличивал сопротивление для перетока насосной во-

ды и потребляемую насосом мощность, что и поддерживало нагрузку турбины и ее оборотность почти постоянными. При вращении турбиной генератора дополнительная нагрузка может создаваться пропуском тока в параллель сети через реостат, например водяной, сопротивление которого изменяется посредством изменения погружения пластин реостата в воду или переключения контакта (§ 16-10). Управление насосной установкой или реостатом может производиться от центробежного маятника аналогично другим современным схемам регулятора (§ 14-10).

14-3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ МАЯТНИК

Чтобы при изменившейся нагрузке турбины сохранить у нее прежнюю оборотность, необходимо, как выяснено выше, изменить ее крутящий момент, так, чтобы он равнялся моменту сопротивления, что соответствует и равенству мощностей. Для изменения мощности турбины при прежнем напоре должен быть изменен ее расход, что несколько меняет по рис. 11-7 и к. п. д. Изменение расхода требует изменения открытия.

Внезапное изменение момента сопротивления заметить и человеку и механизму трудно. Проще им следить за следствием этого изменения — за изменением оборотности. Так поступает и дежурный машинист. Увидев по указателю оборотности турбинного вала (тахометру) ее повышение или понижение, он начинает закрывать или открывать турбину.

Чувствительный элемент системы автоматического регулятора, отзывающийся на изменение оборотности турбины и за счет изменения центробежных сил грузов перемещающий при этом иглу или муфту, которые могут воздействовать на органы регулирования турбины, обычно называют центробежным маятником.

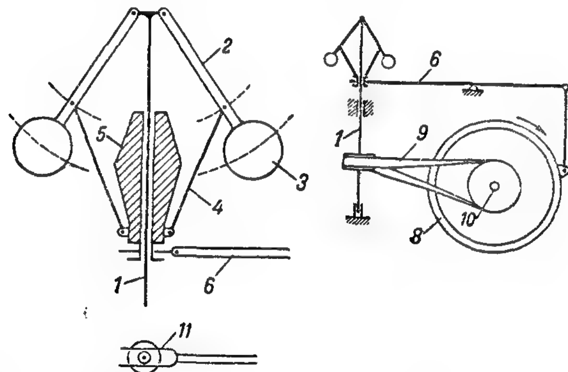


Рис. 14-3. Центробежный маятник с тяжелой муфтой (при прямом регулировании).

Маятник в своем первоначальном, предложенном для паровой машины Дж. Уаттом в конце XVIII в. виде (§ 15-9) был устроен примерно так (рис. 14-3). К верхнему концу связанного передачей *9* с валом двигателя *10* вертикального вала *1* шарнирно прикреплены два стержня *2* с тяжелыми шарами *3* на их концах. К стержням на двух шарнирных тягах *4* подвешена тяжелая муфта *5*, вращающаяся с валом и шарами, но способная скользить вдоль вала. При вращении всего этого устройства на муфту действуют силы ее веса, веса шаров и их центробежная сила, тем бóльшая, чем больше оборотность. Построение многоугольника сил показывает, что чем больше оборотность, тем больше разнос шаров в стороны, тем выше располагается при равновесии муфта.

Если связать муфту с регулирующим кольцом *8* направителя турбины, например качающимся рычагом *6* с вилкой *11*, так, чтобы высшему при некоторой большой оборотности положению муфты соответствовало малое открытие холостого хода, а низшему ее положению при меньшей оборотности — открытие полной мощности (рис. 14-4,*I*), то маятник станет не только чувствительным элементом, но и исполнителем регулирования. Для этого, однако, надо, чтобы его муфта, передвигаясь, могла производить достаточную работу, нужную для изменения открытия посредством поворота лопаток направителя. В этом случае регулирование называется прямым.

Однако конструктивно возможны маятники с работоспособностью примерно лишь до 100 *кгм*. Чем она больше, тем больше трение в его частях, больше его инерция, его нечувствительность и остаточная неравномерность по выражению (14-16). Поэтому прямое регулирование применяется теперь у гидротурбин очень редко и только в специальных случаях (§ 14-20 и 16-10). Обычно же маятник является лишь распорядителем работы достаточно мощного исполнительного органа — сервомотора. В таком случае от маятника требуются лишь ничтожная работоспособность, но возможно бóльшая чувствительность к изменению оборотности. Об устройстве сервомоторов и определении их размеров см. § 14-4.

Маятник Уатта с тяжелой муфтой теперь не применяется: в нем слишком велики силы инерции и трения. В современных маятниках центробежная сила грузов уравновешивается не весом муфты, а пружинами, стремящимися приблизить грузы к оси. Шарниры с цилиндрическими поверхностями скольжения заменяются имеющими меньшее трение качающимися призмами. Под воздействием грузов пе-

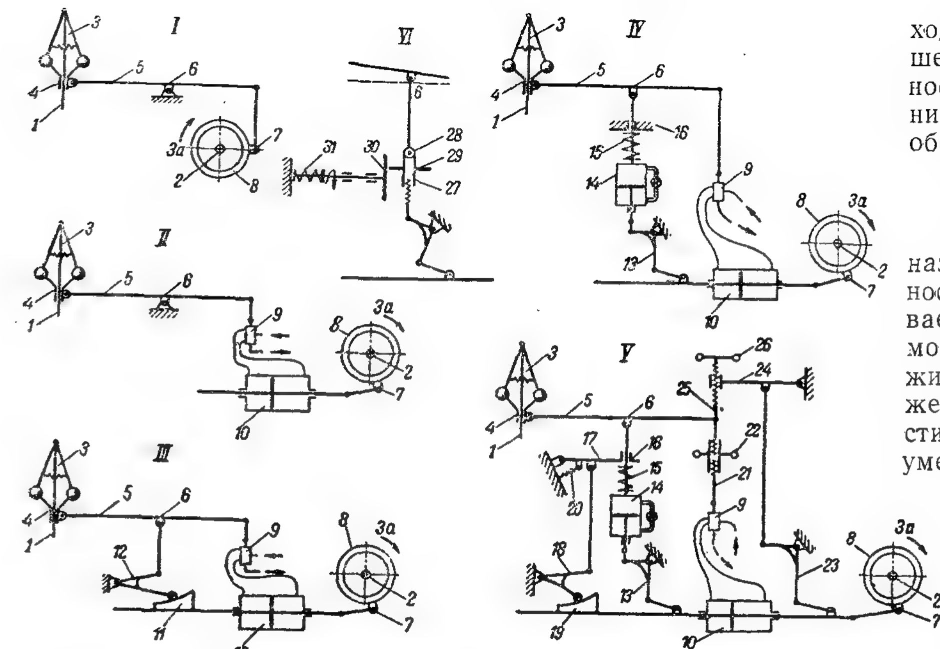


Рис. 14-4. Схемы регуляторов: прямого (*I*), непрямого с сервомотором (*II*), с жестким выключателем (III), с изодромом (*IV* и *VI*), с изодромом при остаточной неравномерности (*V*).

редвигается не муфта, а центральный штифт. Ось маятника может быть как вертикальной, так и горизонтальной. Наконец, иногда устраняются и всякие шарниры. Так, в ленточном маятнике ЛМЗ (рис. 14-5) два цилиндрических груза *1* могут катиться по тарелке *2*, удаляясь от оси. Они охвачены стальной лентой *3* и стягиваются пружиной *4*. При разгоне и взаимном удалении грузов лента несколько выпрямляется, надавливает на пяту *5*, преодолевает пружину *6* и выдвигает штифт *7*, который и воздействует на дальнейший ход регулирования. При изменении оборотности на 1% от нормальной на штифте развивается усилие 2,7 *кг*.

Прежде синхронная связь между валами турбины и маятника осуществлялась ременным приводом, имеющим ряд недостатков: биение, опасности спадания и разрыва. Теперь обычно осуществляется привод электрический, для чего маятник сажается на вал синхронного или асинхронного электродвигателя. Двигатель питается или от шин главного генератора, или от специального маятникового генератора, посаженного на вал турбины.

Итак, каждому положению муфты по высоте в маятнике Уатта или каждому положению выдвигаемого штифта в современном маятнике соответствует определенная его оборотность. Эта связь изображается его статической характеристикой в виде линии, близкой к прямой на рис. 14-6. На полный ход штифта приходится разность наибольшей и наименьшей оборотностей $n_{нб}'—n_{нм}'$. Отношение этой разности к средней оборотности

$$\delta_т = \frac{n'_{нб} - n'_{нм}}{0,5\,(n'_{нб} + n'_{нм})} \qquad (14\text{-}9)$$

называется неравномерностью маятника. Она бывает порядка 20—40%. Ее можно изменять, меняя пружины; при пружинах более жестких наклон характеристики и неравномерность уменьшаются. Нормальной оборотности турбины должно соответствовать приблизительно среднее положение штифта. Однако при опытном снятии характеристики на графике получается не одна линия, а две, что объясняется противодействием сил трения в маятнике. Именно при постепенном повышении оборотности снимается пра-

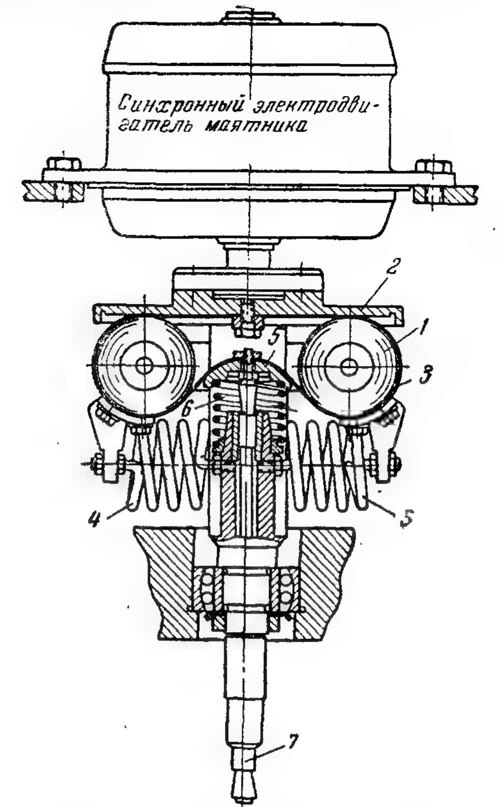


Рис. 14-5. Ленточный маятник ЛМЗ.

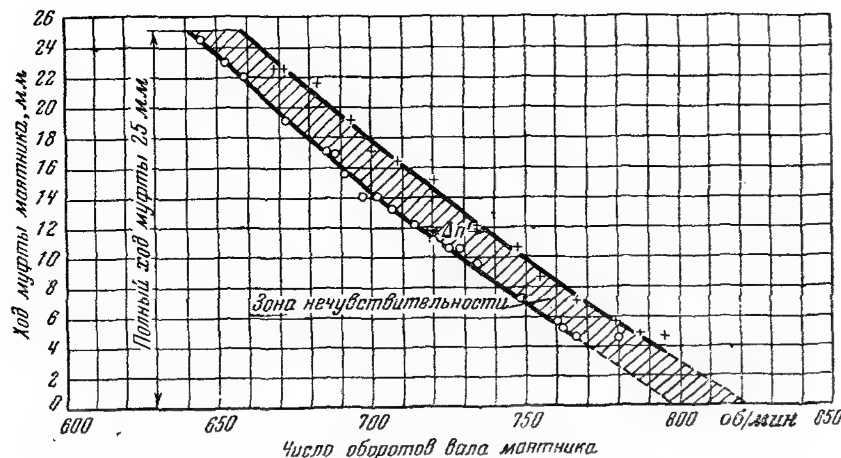


Рис. 14-6. Статическая характеристика маятника.

вая линия (с абсциссами n_2), при снижении — левая (n_1). Если горизонтальное расстояние между ними равно Δn, а n_0 нормальная скорость (средняя), то величина

$$\varepsilon_{м} = \frac{\Delta n}{n_0} \qquad (14\text{-}10)$$

называется нечувствительностью маятника. Если игла маятника, например, сперва опускалась и приостановилась, то требуется повышение оборотности на Δn, чтобы она начала снова подниматься. Нечувствительность маятника в зависимости от его системы и состояния разнообразна; она указывается: наименьшая — 0,02%; желательная не более 0,05%; однако у работающих маятников старой конструкции она иногда доходит и до 1—3%.

Очевидно, что при прямом регулировании каждому открытию, а следовательно, и мощности турбины соответствуют свое положение муфты маятника и своя устойчивая оборотность турбины, тем меньшая, чем больше ее мощность. На мелких установках с такими регуляторами приходится мириться, лишь бы разница оборотностей не была велика. Отношение разности наибольшей и наименьшей оборотностей к средней называется остаточной (или остающейся) неравномерностью хода турбины:

$$\delta_{т} = \frac{n_{нб} - n_{нм}}{0,5\,(n_{нб} + n_{нм})}. \qquad (14\text{-}11)$$

При прямом регулировании она может равняться 5—9% [Л. 125] и более.

Для обнаружения изменения оборотности и для дачи распоряжения дальнейшим регулирующим органам на изменение открытия необязательно применять маятник, основанный на разносе грузов в стороны центробежной силой. Теперь применяются для этого и другие механизмы того же назначения, почему часто и они называются маятниками.

Так, синхронно с валом турбины может вращаться рабочее колесо масляного *центробежного насоса*. При повышении его оборотности он развивает большее давление; оно передается поршню цилиндра, отжимаемому обратно пружиной. Шток поршня передвигается в зависимости от оборотности аналогично штифту грузового маятника. В насосе масло нагревается. Для его оборота и охлаждения необходима его постоянная смена, для чего в цилиндре предусматриваются небольшие отверстия. Регулятор с таким устройством см., например, [Л. 171].

14-4. СЕРВОМОТОР

Сервомотор — вспомогательный двигатель — является исполнителем распоряжений центробежного маятника по выполнению значительной работы по закрытию и открытию направителя.

Прежде такими исполнителями были механические приводы. В состав регулирования входил постоянно вращавшийся вал. При изменении оборотности маятник подключал переводом ремня или иначе этот вал к другому, который, вращаясь в ту или другую сторону, постепенно закрывал или открывал турбину.

Затем появился сервомотор в виде цилиндра с ходящим внутри поршнем. *Маятник* перемещает золотник, посредством которого производится распределение рабочей жидкости под давлением между полостями цилиндра, что приводит к передвижке поршня со штоком и изменению открытия турбины. Такой «рабочей» жидкостью на высоконапорной установке служила вода турбинного трубопровода.

Это представляло известные неудобства, так как вода вызывала коррозию, а содержащиеся в ней наносы изнашивали и засоряли механизмы. В низконапорных установках не имелось воды под достаточным давлением.

Современные сервомоторы исполняются в виде таких же цилиндров с поршнями, но применяемой жидкостью всегда является масло. Работоспособность такого двигателя за один ход, очевидно, равна произведению хода поршня на разность усилий по обе его стороны, а каждое из усилий — произведению его площади на соответствующее давление. Чтобы сервомотор был умеренных размеров, давление масла должно быть достаточно большим — около 18—25 и даже до 40 *кг/см²*.

Различают сервомоторы двусторонние и дифференциальные. У первых (рис. 14-7) площади поршня с обеих сторон приблизительно *равны*. Давление регулируется с обеих сторон. Усилие на шток получает направление от полости с большим давлением. В дифференциальном (ступенчатом) сервомоторе одна из площадей из-за толстого штока значительно меньше другой. С этой стороны на поршень всегда подается постоянное большое давление, с другой давление меняется; при большом давлении здесь усилие больше, чем с противоположной стороны. При снижении давления усилие с этой стороны падает и равнодействующее усилие меняет свое направление. Для привода направляющего аппарата турбины обычно ставят по два двусторонних сервомотора на турбину.

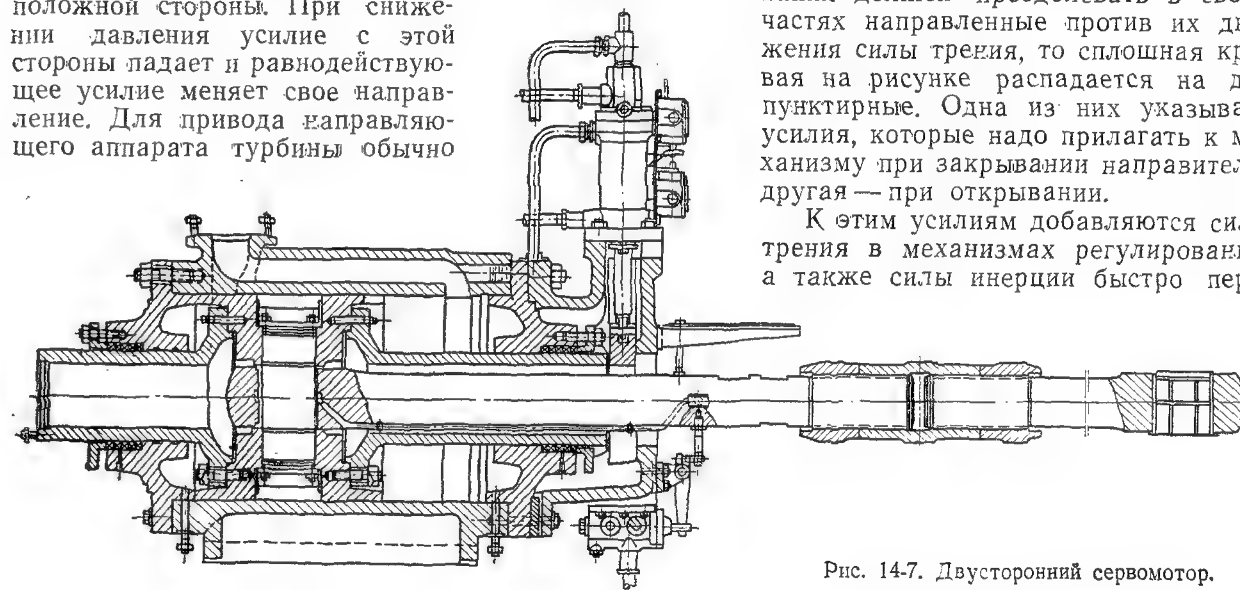


Рис. 14-7. Двусторонний сервомотор.

Чтобы при изменившейся нагрузке турбины сохранить у нее прежнюю оборотность, необходимо, как выяснено выше, изменить ее крутящий момент так, чтобы он равнялся моменту сопротивления, что соответствует и равенству мощностей. Для изменения мощности турбины при прежнем напоре должен быть изменен ее расход, что несколько меняет по рис. 11-6 и к. п. д. Изменение расхода требует по рабочей характеристике изменения открытия.

Для определения диаметров нужных сервомоторов указываются разные способы. По одному из них сперва подсчитывается их необходимая работоспособность.

На каждую поворотную направляющую лопатку вода оказывает усилие, стремящееся ее повернуть. При вполне закрытом направителе большое усилие стремится повернуть лопатку на открытие, при вполне открытом умеренное усилие стремится повернуть ее на закрытие. Имеется какое-то среднее ее положение, где *усилие проходит через ось лопатки и она может* находиться в равновесии без воздействия на нее регулирующего механизма (регулирующего кольца, серег и т. п. по § 6-3).

Эти усилия и их моменты могут быть и замерены и достаточно точно подсчитаны. Тогда усилия примерно изображаются сплошной кривой *на рис. 14-8,а. Перенос оси вращения* лопатки вдоль ее сечения, как и изменение кинематики механизма поворота, изменяет и форму и расположение этой кривой.

Так как нагруженный механизм регулирования должен преодолевать в своих частях направленные против их движения силы трения, то сплошная кривая на рисунке распадается на две пунктирные. Одна из них указывает усилия, которые надо прилагать к механизму при закрывании направителя, другая — при открывании.

К этим усилиям добавляются силы трения в механизмах регулирования, а также силы инерции быстро пере-

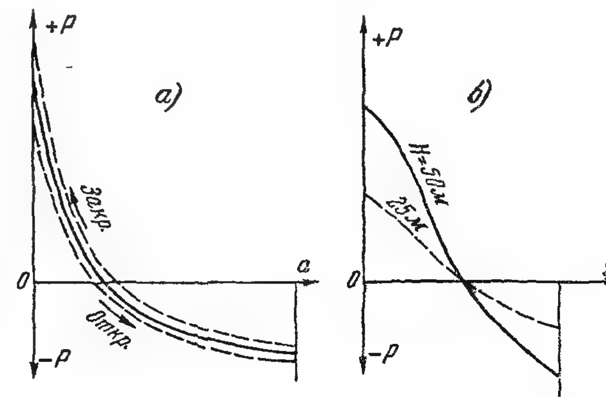


Рис. 14-8. Усилия, потребные для закрытия и открытия поворотной лопатки (*а*), для передвижения иглы сопла (*б*).

двигаемых частей. Надо заметить, что на форме графика может сказываться и форма турбинной камеры: в спиральной камере вода оказывает на оголовки лопаток иные усилия, нежели в открытой камере, так как направления скоростей будут в обеих случаях различны.

Усилия, соответствующие приведенным кривым, определяют работу, которую надо затратить, чтобы турбину вполне закрыть или открыть. Регулирование должно быть в состоянии затрачивать такую работу. В обычае, однако, называть потребной работоспособностью регулирования A не интеграл $\int P \cdot ds$, где P — переменное усилие и ds — элемент пути точки его приложения, а произведение

$$A = Ps, \tag{14-12}$$

где P — наибольшее значение этого усилия;
s — весь путь усилия.

Для прикидочного определения этой работоспособности предложен ряд опытных или осредняющих расчеты формул. К ним относятся применявшиеся ранее на ЛМЗ [Л. 228] формулы.

Для направителя крупных реактивных турбин

$$A = kba\ HD, \tag{14-13}$$

где b, *м* — его высота, а a, *мм* — открытие;
$k = 0{,}3$ у всех крыловых турбин, а у турбин радиально-осевых — лишь при $D > 3$ *м*; при $D < 3$ *м* $k = 0{,}4$.

Для рабочего колеса поворотнолопастных турбин

$$A = k\varphi' HD^3, \tag{14-14}$$

где $\varphi' = \varphi + \Delta\varphi$ — наибольший разворот (§ 10-5); при $z_1 = 4 \div 5$ $k = 0{,}8$.

Для игл ковшевой турбины

$$A = z_0 \left(d + \frac{d^3 H}{6\,000} \right), \tag{14-15}$$

где z_0 — число сопел;
d — диаметр струи, *см*.

Для отклонителя такой турбины (§ 14-16) действительна та же формула.

У ковшевых турбин усилие на иглу направлено в сторону закрытия при малых открытиях и в обратную сторону — при больших. На рис. 14-3,б указаны результаты опытов в МВТУ над соплом диаметром 40 *мм*; здесь P — усилие; s — ход иглы [Л. 35].

В ВИГМ такие формулы для направителей малых и средних турбин опытно выведены [Л. 171]:

при внутреннем регулировании (§ 6-4)

$$A^{0,85} = \frac{2{,}3N}{H^{2/3}}; \tag{14-16}$$

при внешнем регулировании

$$A^{0,85} = \frac{1{,}4N}{H^{2/3}}. \tag{14-17}$$

Здесь везде: наибольшая мощность N — в *квт*, A — в *кгм*.

По определенному A могут быть подобраны диаметр и ход сервомотора при предположенном давлении масла.

Теперь предпочитают определять их диаметр без предварительного определения A по сложной формуле, в зависимости от напора, диаметра турбины, относительной высоты направителя и ряда коэффициентов или по двум графикам, заменяющим эту формулу [Л. 229]; один из них относится к радиально-осевым турбинам, другой — к сервомотору направителя поворотнолопастных турбин.

Ход сервомотора может быть грубо определен по формуле

$$S = (1{,}4 \div 1{,}8)\, a_0,$$

где меньший коэффициент берется при $D(-) \leqslant 5$ *м*.

Диаметр сервомотора рабочего колеса поворотнолопастной турбины определяется на ЛМЗ по выражению

$$d = \sqrt{\frac{5{,}2P}{\pi p} + d_{шт}^2},$$

где P — необходимое усилие;
p — давление масла в сервомоторе (обычно 18—20 *кг/см²*);
$d_{шт}$ — диаметр штока сервомотора.

Усилие P определяется по [Л. 56]. При грубом подсчете можно пользоваться выражениями:

$$d = (0{,}3 \div 0{,}45)\, D;$$

$$S = (0{,}12 \div 0{,}16)\, d;$$

здесь меньшие коэффициенты относятся к $D > 5$ *м*.

Малые и средние реактивные турбины часто имеют регулирующий вал (§ 6-3). У крупных вертикальных реактивных турбин регулирующее кольцо имеет две проушины. Сервомоторов также два. Шток каждого из них соединен шатуном со своей проушиной. Цилиндры сервомоторов утопляются в стенки турбинной шахты (§ 10-9) на уровне регулирующего кольца. Обычная у крупных турбин связь штока сервомотора с регулирующим кольцом изображена, например, на рис. 6-2.

При наружном регулировании и мелкие турбины могут не иметь регулирующего вала; тогда единственный сервомотор двигает регулирующее кольцо за одну проушину, что допустимо, однако, лишь у очень небольших турбин (§ 6-3).

У ковшевых турбин сервомотором обычно снабжается каждое из сопел; игла сажается на шток поршня. О двойном регулировании таких турбин см. § 14-16.

По опытам в ВИГМ в 1955 г. над турбиной с диаметром сопла $d_0 = 0{,}0547$ *м* и диаметром иглы 0,0733 *м* необходимое усилие на шток иглы от сервомотора замерено как

$$P = kd_0^2\, \gamma H \ \ кг,$$

где k определяется по графику в виде функции хода иглы от положения закрытия $S = \lambda d_0$. График показывает, что при $\lambda = 0$; 0,51; 0,69; $k = +0{,}516$; 0; $-0{,}120$.

По этим данным можно подсчитать также и работу регулирования A *кгм*. Сравнение этих данных с расчетом Тено [Л. 221] показывает, что по Тено A примерно вдвое меньше, чем по ВИГМ.

Обычные сервомоторы имеют прямолинейное движение поршней. Однако в последние годы для поворота регулирующего кольца крупных поворотнолопастных турбин стали применяться и кольцевые сервомоторы [Л. 48], располагаемые на крышках турбин. При круглом сечении кольцевой сервомотор иногда называется торовым.

У кольцевых сервомоторов силы на их корпуса и на регулирующее кольцо замыкаются в металле, не переходя на бетон.

Харьковский турбинный завод разработал конструкцию с поворотными сервомоторами, у которых названные силы также замыкаются в металле, но которые легче кольцевых. Поворотный сервомотор состоит из вертикального, укрепленного на крышке вертикальной турбины полого цилиндра. В нем две радиальные полуперегородки. На вертикальном валу сидит внутри цилиндра пластина. Между нею и полуперегородками образуются четыре полости. Подвод масла под давлением в ту или другую пару этих полостей заставляет пластину и с нею вал повертываться (не более как на 180°) в ту или другую сторону. На крышке турбины устанавливаются четыре — шесть таких сервомоторов. На их валах внизу сидит по малой шестерне, сцепленной с шестерчатой рейкой, укрепленной на регулирующем кольце и обеспечивающей возможность его поворота.

14-5. МАСЛОНАПОРНАЯ УСТАНОВКА

При переменной нагрузке поршень сервомотора ходит взад и вперед; его полость, бывшая под большим давлением, для понижения последнего соединяется с трубопроводом на слив, куда и поступает тогда масло из полости. Есть устройства, при которых и через полость с давлением постоянно протекает масло (§ 14-13). Наконец, и при неподвижном поршне всегда есть утечка масла. Следовательно, в регуляторе прошедшее через него и находящееся в сливном баке масло должно получить давление, чтобы вновь пройти через сервомотор. Таким образом, в состав регулятора должен входить масляный насос, работающий постоянно или с перерывами.

При небольших расходах (производительностях насоса) и больших давлениях удобны принадлежащие к числу объемных роторные (или ротационные) насосы, т. е. такие, у которых жидкость перегоняется от их входа к выходу и повышает при этом давление вращающимися вытеснителями. Они захватывают своими подвижными стенками некоторый объем жидкости со стороны всасывания и переводят его при вязких жидкостях почти без утечки на сторону нагнетания.

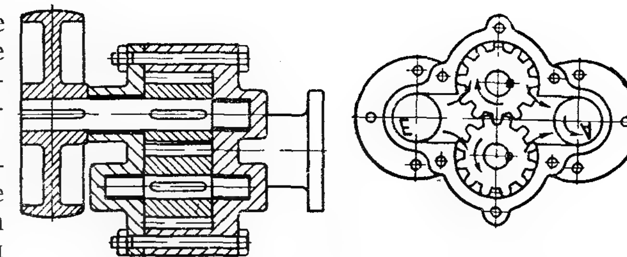


Рис. 14-9 и 10. Схема шестеренчатого насоса.

В турбинных регуляторах до последнего времени были в широком употреблении роторные шестеренчатые насосы, работающие по схеме на рис. 14-9 и 10. Одна из двух шестерен приводится во вращение извне, другая ведется первой. Зубцы шестерен движутся вдоль цилиндрических стенок корпуса с ничтожными зазорами. Торцы шестерен также прилегают к плоским стенкам — передней и задней. Каждая пара зубцов каждой из шестерен несет вдоль стенки корпуса снизу вверх объем масла, равный межзубцовому пространству. В средней части насоса этот объем обратно слиться не может, так как здесь межзубцовый объем одного колеса занят вошедшим в него зубом другого. Здесь линия соприкосновения двух зубцов обеих шестерен дает уплотнение.

В последнее время у турбинных регуляторов предпочитают другой вид роторных насосов, а именно винтовые насосы, так как они оказываются более быстроходными и легкими и более надежными в эксплуатации. В них имеется три сцепленных между собой нарезками винта, из которых средний приводится во вращение извне, а два боковых — нарезками от среднего (рис. 14-11). Спиральные межзубцовые пространства у каждого из трех рассекаются на замкнутые отсеки входящими в них зубцами соседних винтов. При вращении последних все линии замыкания между отсеками, а с ними и объемы масла в отсеках передвигаются в одном направлении — от камеры всасывания к камере нагнетания.

Винтовые насосы ЛМЗ при оборотности 1 450 подают 6—25 *л/сек*; при к. п. д., не меньшем 90%, и давлении до 25 *ати* они потребляют 17—67 *квт* [Л. 74]. Насосы подают масло непосредственно в систему регулятора или же

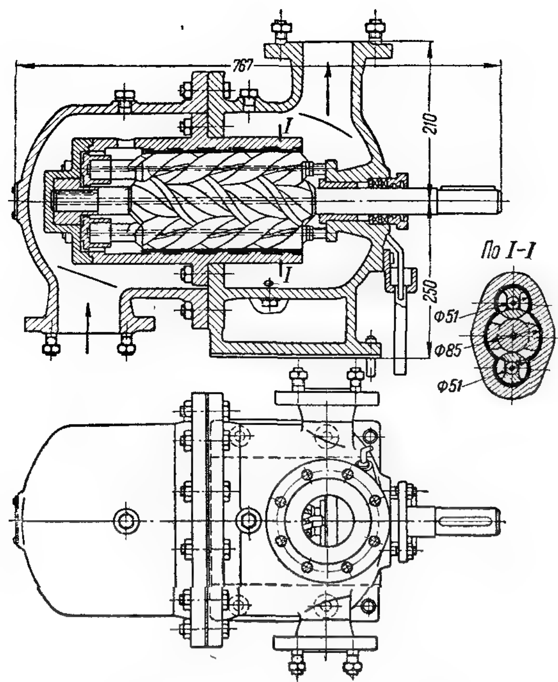


Рис. 14-11. Винтовой насос ЛМЗ.

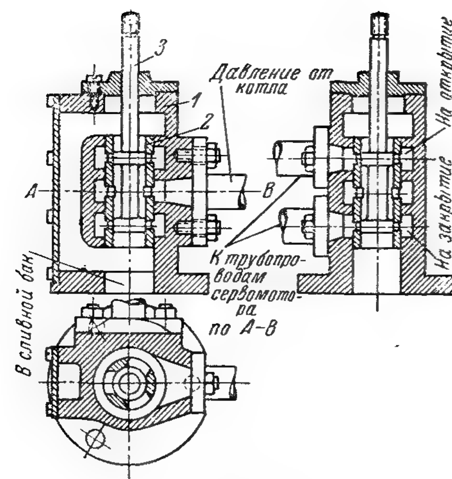


Рис. 14-12. Золотник.

сперва в масловоздушный (или маслосборный, маслонапорный) котел, откуда масло и расходуется регулятором по мере надобности. Такой котел заполнен наполовину или несколько меньше маслом и наполовину сжатым воздухом. В зависимости от расхода и подачи масла уровень в нем все время колеблется; несколько колеблется и давление. Как для зарядки такого котла воздухом, так и для пополнения утечки последнего необходима компрессорная установка.

Масляный насос с напорным котлом и сливным баком образуют маслонапорную установку регулятора. В ее состав входит и ряд других дополнительных частей, в том числе разнообразные необходимые клапаны на масляных трубопроводах (§ 14-13). Она является частью масляного хозяйства гидростанции, включающего в себя баки для хранения чистого и грязного масла, очистные устройства, насосы, трубопроводы и т. п.

14-6. ЗОЛОТНИКИ

Чувствительный элемент регулятора (маятник) дает распоряжение исполнителю (сервомотору) изменить открытие турбины. Это распоряжение передается сервомотору посредством его особого включателя «на работу», каким является золотник. Последний или подключает обе полости цилиндра под соответствующие разные давления (при двустороннем сервомоторе), или изменяет давление на бо́льшую сторону поршня (при дифференциальном).

В состав золотника (рис. 14-12) входит корпус с цилиндрической полостью. В стенках полости имеются три окна в виде кольцевых выточек. Средняя из них соединяется трубопроводом с маслом под давлением (с масловоздушным котлом), крайние — с полостями цилиндра двустороннего сервомотора. Внутри полости вдоль нее может передвигаться стержень с двумя кольцевыми гребнями (буртиками). Расстояние между ними равно расстоянию между двумя крайними выточками. Толщина их, предположим, равна ширине этих выточек. При среднем положении золотника, т. е. этого стержня, гребни перекрывают обе выточки, протока масла через золотник нет и сервомотор находится в покое. При передвижении золотника в одну сторону одна из выточек, т. е. одна из полостей сервомотора, соединяется с трубопроводом большого давления, а другая—с крайними полостями корпуса золотника, соединенными со сливным трубопроводом. Тогда поршень сервомотора передвигается в определенную сторону.

Сам передвижной золотник присоединен или непосредственно к штифту маятника, или рычагом к нему же, или к муфте.

Если толщина гребней не равна ширине выточек, то говорят, что такой золотник имеет перекрытия. Если эта толщина больше названной ширины, то перекрытие называется положительным, при обратном соотношении— отрицательным. При положительном перекрытии для начала действия сервомотора нужны некоторая предварительная передвижка золотника до начала действия сервомотора, а следовательно, и несколько большее изменение оборотности. Тогда несколько растет нечувствительность регулятора против нечувствительности маятника. Однако такая перекрыша заметно уменьшает расход масла на протечки, т. е. экономит энергию, затрачиваемую на насос. Нечувствительность регулятора увеличивается еще от мертвых ходов и деформации в механизме связи поршня сервомотора с направляющими лопатками.

Отрицательная перекрыша применяется в проточных регуляторах, не имеющих масловоздушного котла, когда постоянно работающий насос всегда прогоняет масло через золотник. При такой перекрыше разность давлений в обеих полостях сервомотора возникает за счет разных зазоров у двух гребней золотника, смещенного от среднего положения и, следовательно, разных в этих зазорах сопротивлений.

Сервомоторы крупных турбин потребляют большое количество масла. Чтобы на сопротивления в золотнике не тратилась слишком большая доля давления, надо, чтобы окна его и он сам были достаточно больших размеров. Для передвижки крупного золотника нужно большое усилие со стороны штифта маятника. Чем большее сопротивление встречает этот штифт, тем менее чувствителен маятник, что портит регулирование.

Эти взаимно противоречивые требования удовлетворяются введением в регулятор двух золотников; малого с приводом его от штифта маятника и большого, достаточного для обслуживания сервомотора турбины. Между обоими золотниками включается маленький сервомотор, который двигает большой золотник и движением которого управляет малый золотник.

Оба золотника могут быть объединены в золотник двойного действия. Тогда первичный золотник передвигается не в неподвижном корпусе, а внутри соосной с ним полой втулки, которая имеет и свои выточки для этого внутреннего золотника и свои гребни, соответствующие выточкам наружного неподвижного корпуса. Эта втулка, двигаясь в этом корпусе, и является вторым, более крупным золотником. Существуют такие золотники и тройного действия [Л. 35]. Отсутствие в них шарниров и мертвых ходов ведет к почти одновременному перемещению последующих золотников с первичным.

14-7. ХОД РЕГУЛИРОВАНИЯ БЕЗ ВЫКЛЮЧАТЕЛЯ

Представляем себе регулятор по рис. 14-4,*II*. Вал *1* маятника *3* связан синхронно с валом турбины *2*. Его муфта (или штифт) *4* может поворачивать рычаг (коромысло) *5* около неподвижной оси *6* и передвигать золотник *9*, воздействующий на сервомотор *10* и через проушину *7* на регулирующее кольцо *8*. Пусть турбина разгрузилась, момент крутящий оказался больше момента сопротивления, турбина пошла в разгон, штифт поднялся, золотник опустился, сервомотор пошел на закрытие.

Изображаем ход регулирования на рис. 14-13,*а*, на котором время отложено по оси абсцисс. До момента *O* сброса нагрузки имелись начальные постоянные: открытие a_1, момент сопротивления M_1 и оборотность n_1. Новой нагрузке соответствует устойчивое конечное открытие a_2, но прежняя оборотность $n_2=n_1$, так как сервомотор может быть в покое лишь при средних положениях золотника

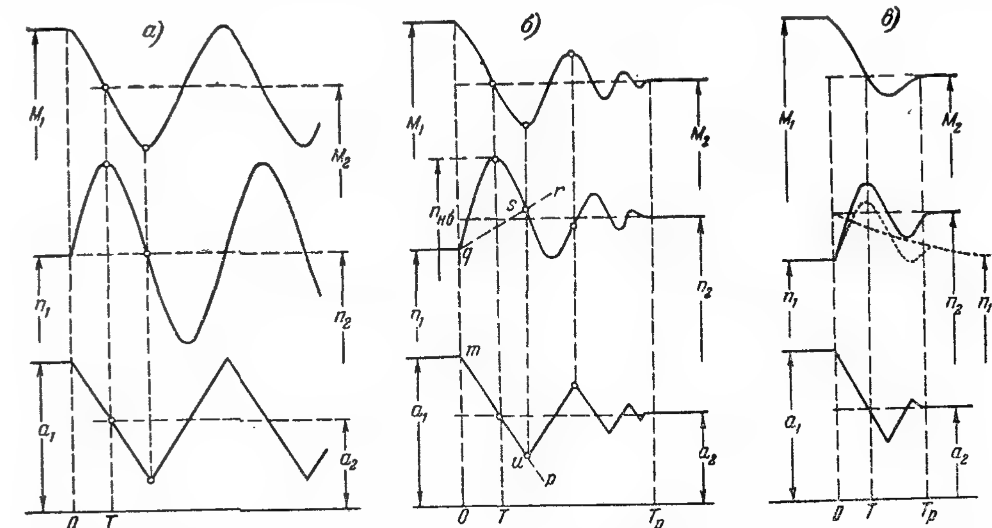


Рис. 14-13. Ход регулирования после внезапной разгрузки без выключателя (*а*), при выключателе (*б* и *в*), с изодромом (*в*, пунктир).

и муфты, т. е. при одной и той же оборотности.

Кривая оборотности начала медленно подниматься; кривая открытия начала снижаться. Чем ближе открытие к a_2, тем меньше разность моментов, тем положе кривая оборотности. При открытии, равном a_2, оборотность наибольшая. Здесь открытие сервомотора соответствует нагрузке, и ему следовало бы остановиться. Однако оборотность больше, чем n_2, при которой золотник находился бы в среднем положении, и золотник заставляет сервомотор продолжать двигаться в прежнем направлении.

Происходит перерегулирование, здесь — перезакрытие. Оно продолжается до тех пор, пока оборотность не упадет до n_2; тогда только золотник окажется в среднем положении и сервомотор остановится. Но тогда турбина перезакрыта, поэтому она продолжает снижать число оборотов, а так как оборотность теперь стала меньше, чем n_2, то турбина начинает открываться. Таким образом, при таком регулировании турбина будет то перезакрываться, то переоткрываться и колебания не затухнут. То же явление, но с отклонением величин в другую сторону происходило бы и при набросе — увеличении нагрузки.

Такое регулирование не годится, так как его цель — постоянство оборотности — не достигается, а также и потому, что при постоянных ходах трущихся частей они быстро изнашиваются.

Необходимо введение в регулятор особого выключателя, который и переводил бы золотник в среднее положение раньше, чем меняющаяся оборотность совпадет с устойчивой, и тем самым своевременно останавливал бы сервомотор и не допускал бы перерегулирования и длительных колебаний или по крайней мере приводил бы к быстро затухающим колебаниям.

14-8. ВЫКЛЮЧАТЕЛЬ

Чтобы не допустить перерегулирования и своевременно остановить сервомотор, надо перевести золотник в среднее положение, несмотря на то, что муфта маятника отклонена от среднего положения. Это можно сделать, изменив положение по высоте или опоры *6* золотникового рычага *5* на рис. 14-4,*II*, или корпуса золотника. Применяется и второй способ и притом так, что передвигается не сам корпус, а промежуточная между ним и золотником цилиндрическая втулка с окнами и их отсекающими кромками. Первый способ нагляднее, и будем рассматривать именно его.

Передвижку опоры *6* может осуществлять сам сервомотор, если, например, опереть эту опору посредством рычага *12* (рис. 14-4,*III*) и ролика на прикрепленный к штоку поршня клин *11*. При разгрузке золотник опустился; надо его приподнять, что и делает клин при ходе сервомотора на закрытие.

Каждой нагрузке соответствуют свое открытие и свое положение поршня, а следовательно, и свое положение опоры рычага *5*. В устойчивых режимах золотник должен находиться в среднем положении; муфта же маятника тогда находится в разных положениях. Отсюда следует, что регулирование турбины будет иметь остаточную неравномерность (§ 14-3), отличную от неравномерности маятника и зависящую от уклона клина выключателя; чем круче уклон, тем больше эта неравномерность.

Такое устройство регулятора, устанавливающее воздействие сервомотора на положение золотника, именуется в турбиностроении выключателем или восстановителем, или обратной связью. Наличие выключателя совершенно необходимо для быстрого получения и затем поддержания устойчивых оборотностей при разных нагрузках. Конструктивно оно, конечно, может быть оформлено очень разнообразно.

Процесс регулирования при выключателе изображен на рис. 14-13,*б*. Отличие рис. 14-13,*а* от рис. 14-13,*б* заключается в том, что здесь каждому открытию соответствует своя оборотность, при которой золотник переводится муфтой в среднее положение и останавливает сервомотор. Разным открытиям *mp* соответствуют оборотности по *qr*. Когда с такой оборотностью совпадет оборотность переменная наличная (точка *s*), то сервомотор останавливается, меняя затем свое направление (точка *u*). Таким образом, при каждом колебании оборотности отклонения открытия от нужного становятся все меньше и все колебания затухают в течение времени $T_р$. Современные хорошие регуляторы заканчивают процесс регулирования очень быстро, допуская обычно лишь два размаха оборотности: один — в одну сторону, второй, меньший — в другую (рис. 14-13,*в*).

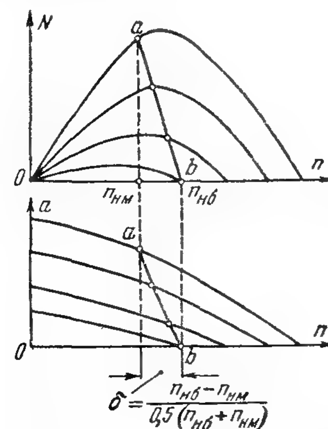


Рис. 14-14. Рабочие режимы при наличии выключателя.

На оборотной характеристике (рис. 14-14) возможные при выключателе режимы работы лежат на наклонной линии *ab*.

14-9. ИЗОДРОМНЫЙ РЕГУЛЯТОР

Рассмотренное перед этим устройство автоматического регулятора с таким (называемым жестким) выключателем может обеспечить устойчивое регулирование, т. е. затухание колебаний после толчка. При нем, однако, каждой нагрузке турбины соответствует своя устойчивая оборотность, тем меньшая, чем больше открытие турбины — нагрузка. Это представляет известные неудобства; в частности, при гидроагрегатах переменного тока частота будет отклоняться от стандартной 50 *гц* то в ту, то в другую сторону. Регулятор без выключателя, как показано в § 14-7, по существу стремится поддерживать одну и ту же оборотность, но это ему не удается из-за незатухающих колебаний около этой оборотности.

Однако имеется возможность и при регуляторе с выключателем возвращать оборотность после короткого периода ее колебаний к одному и тому же значению. Это достигается введением в регулятор дополнительного устройства, называемого изодромным (выравнивающим) или изодромом (выравнителем). По изменении нагрузки маятник, имеющий неравномерность, достаточную для быстрого изменения открытия, передвигает по-прежнему быстро и золотник и сервомотор; последний тоже быстро выключает золотник, ограничивает перерегулирование и предотвращает колебания оборотности. Но при изодромном устройстве опорная точка *6* рычага *5* (рис. 14-4,*IV*) начинает постепенно смещаться в направлении к своему положению при оборотности нормальной и бывшей налицо до изменения нагрузки. Это перемещение достигается изменением кинематической связи выключателя между рычагом *5* и штоком сервомотора.

Такое изменение может осуществляться разными способами, например способом гидравлического катаракта, имеющего такое устройство (рис. 14-15). На конец одной половины некоторой тяги насажен поршень, входящий в закрытый цилиндр, насаженный на конец другой половины тяги. Если обе полости цилиндра заполнены жидкостью (маслом) без какого-либо сообщения между полостями, то тяга работает на растяжение или сжатие как цельная.

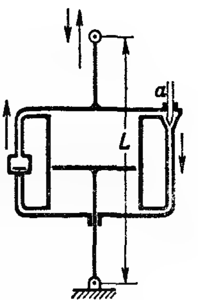


Рис. 14-15. Гидравлический катаракт.

Если между полостями имеется сообщение с большим сопротивлением (узкая трубка справа), то под влиянием продольной силы тяга будет медленно удлиняться или укорачиваться. Скорость этого изменения длины тяги можно изменять, меняя сопротивление обводной трубки, например передвижением дроссельной иглы *a*. Наконец, если полости соединяются еще и широким, закрываемым клапаном отверстием в поршне (или соответствующей обводной трубой с клапаном, как на рисунке слева), то тяга под влиянием продольной силы будет в состоянии, кроме того, или быстро укорачиваться, или быстро удлиняться, смотря по тому, в сторону которой из полостей конструктивно предусмотрено открытие клапана под действием разности давлений.

Благодаря катаракту, включенному в некоторую тягу, она при одном направлении действующей вдоль нее силы способна изменять свою длину быстро, при обратном направлении — медленно и притом тем медленнее, чем больше сопротивление дросселя. В соответствии с этим назначением гидравлический катаракт можно было бы называть задержателем (изменения длины тяги).

Катарактом только с одним узким обводом снабжается стержень *14* так называемого упругого выключателя, связывающий точку опоры *6* рычага со штоком сервомотора (рис. 14-4,*IV*). При этом цилиндр катаракта подвешивается на пружине *15* к опоре *16*.

При разгрузке агрегата и смещении золотника *9* вниз шток сервомотора идет влево. Передача *13* через катаракт *14* сжимает пружину *15*, быстро повышает опору *6*, поднимает золотник и задерживает сервомотор, хотя оборотность еще и велика. После этого оборотность медленно возвращается к первоначальной, так как сжатая пружина постепенно удлиняется, перегоняя масло катаракта из одной полости в другую. Это несколько понижает точку *6* и золотник, немного передвигает сервомотор и останавливает его в таком положении, когда и положение муфты и оборотность турбины соответствуют первоначаль-

ным, а золотник находится в среднем положении.

Могут быть и другие конструкции стержня, соединяющего точку *6* с рычагом *13*, достигающие той же цели. Например, стержень делится на две части (рис. 14-4,*VI*). Один его конец нарезан. Гайка *27* соединена с другим концом шаровым шарниром *28* и имеет круглый диск *29*. Расположенный сбоку второй диск *30* постоянно вращается от некоторого привода и прижимается к первому пружиной *31*. Пусть произошел сброс нагрузки. Точка *6* поднялась. Диск *30* повертывает трением диск *29* и гайку *27*, укорачивая тем стержень и снижая точку *6*. Это снижение прекратится, когда диск *29* окажется против центра диска *30*. Такие фрикционные изодромы имеют два недостатка: диск *30* скоро истирается, а время изодромного действия изменять нельзя.

Наличие изодрома меняет процесс регулирования примерно по пунктиру на рис. 14-13,*в*. Колебания оборотности происходят около кривой с ординатой, постепенно приближающейся к ее первоначальному значению.

При таких изодромных регуляторах устойчивая оборотность турбины при разных нагрузках одна и та же, остаточная оборотность (§ 14-3) равна нулю. Однако применение их удобно лишь при единственном работающем на данную сеть агрегате, что теперь является редкостью. При работе же на сеть двух и более агрегатов, а тем более двух и более электростанций со многими агрегатами такое регулирование ведет к неустойчивому распределению нагрузки между агрегатами: то один из них будет нагружаться больше, а другой — меньше, то наоборот. Также и изменение нагрузки будет распределяться между агрегатами неопределенно (§ 14-18). Это все недопустимо, почему регулирование должно быть еще несколько осложнено по § 14-11.

14-10. ИЗОДРОМНЫЙ РЕГУЛЯТОР С ОСТАТОЧНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТЬЮ

Изодром в таком регуляторе работает, как и в чисто изодромном, но сводит оборотность после ее колебаний не к одному постоянному значению, а к различным, соответствующим разным нагрузкам; при этом остаточная неравномерность в общем мала и может быть по желанию изменяема.

При схеме рис. 14-4,*IV* оборотность устанавливается прежней, так как пружина *15* сводит точку *6* всегда на одну и ту же высоту. На рис. 14-4,*V* точка опоры *16* этой пружины устанавливается сервомотором посредством клина *19* на его штоке и рычагов *18* и *17* тем выше, чем меньше нагрузка, что и соответствует тогда подъему точки *6* и росту оборотности.

Неравномерность можно менять изменением наклона клина *19*. Клин может быть и не плоским, а пространственным, у которого наклон в разных сечениях, параллельных плоскости чертежа, различен. Остающаяся неравномерность регулирования обычно устанавливается в пределах 2—4%.

Что касается времени регулирования, то полное закрытие направляющего аппарата от наибольшего его значения до открытия холостого хода обычно осуществляется за $T=2\div8$ *сек* при полном ходе золотника, установленном с учетом условий работы данной ГЭС.

14-11. МЕХАНИЗМ ИЗМЕНЕНИЯ ЧИСЛА ОБОРОТОВ

При эксплуатации гидроагрегата иногда бывает необходимо менять его устойчивую оборотность, повышая или понижая ее (в пределах не более +5—10%). Соответствующее устройство (механизм изменения оборотности) схематично показано на рис. 14-4,*V*. Здесь длина тяги *21* от конца рычага *5* до золотника *9* может быть изменена, для чего тяга делится на два отрезка. Конец одного получает правую резьбу, конец другого — левую. Оба конца соединяются общей гайкой с маховичком *22*. Повертывая его, изменяем длину тяги *21*. По ее удлинении устойчивой оборотности соответствуют более высокое положение правого конца рычага *5* и более низкое левого, т. е. понижение оборотности.

Остаточная неравномерность при этом остается прежней. Так, если неравномерность равна 2%, а оборотность раньше была 495—505, то при понижении оборотности на 1% она будет 490,05—499,95; неравномерность равна по-прежнему 2%.

Если генератор трехфазного тока и небольшой мощности работает на крупную сеть, то он принужден иметь ту частоту, какая имеется в сети, а агрегат — соответствующую оборотность. Тогда изменение длины тяги *21* не меняет оборотности, но меняет открытие и нагрузку. Это свойство может быть использовано для регулирования турбины на наличный расход реки.

Пусть некоторая станция ограниченной мощности включена в крупную сеть; водохранилища не имеется. Эта станция должна пропускать наличный расход; если она будет пропускать больше, то упадет напор, если меньше, то вода пойдет через водосброс. Для уровня верхнего бьефа, куда погружается поплавок, назначаются два предела. При достижении уровнем верхнего предела поплавок включает электродвигатель, вращающий маховичок *22* (рис. 14-4,*V*), на удлинение тяги *21*, т. е. на открытие и рост нагрузки; при достижении им нижнего предела — наоборот. При промежуточных положениях поплавка двигатель выключается. Другое (электрическое) устройство того же назначения см., например, [Л. 130, рис. 159].

14-12. ОГРАНИЧИТЕЛЬ ОТКРЫТИЯ

При эксплуатации иногда бывает необходимо не допускать, чтобы данный агрегат воспринимал на себя нагрузку, бо́льшую некоторой заданной, т. е. чтобы его открытие не превышало заданного значения. Соответствующее устройство показано на рис. 14-4,*V*.

Когда сервомотор, увеличивая открытие, подводит его к заданному наибольшему значению, его шток рычагами *23* и *24* подводит упор *25* вплотную к правому концу рычага *5*. Тогда увеличение нагрузки, падение оборотности и снижение муфты *4* уже не могут поднять золотник и передвинуть сервомотор на дополнительное открытие.

Для изменения этих предельных открытия и нагрузки служат маховичок *26* и винт, движущийся в нарезке рычага *24*. Они могут передвигать упор *25*.

В заключение рассмотрения схем на рис. 14-4 следует заметить, во-первых, что это только схемы, наглядно показывающие взаимодействие частей регулятора; конструкции же значительно от них отличаются по взаимному расположению разных частей. Так, например, шток сервомотора у крупных турбин неудобно связывать с рычагами *18*, *13* и *23*. Удобнее движение этого штока увязать валом или тросом с движением какой-то детали вдали от сервомотора и уже эту деталь как-то связывать кинематически с разными точками рычага *5*. Как уже сказано, муфта *4* теперь заменяется штифтом.

Во-вторых, все места управления регулятором, например маховички *22*, *26*, рукоятка для поворота заменяющего клин *19* конуса, а также все указатели (открытия, положения механизмов ограничения, изменения числа оборотов и др.) размещаются по возможности в одном месте — на так называемой панели колонки регулятора.

В третьих, на крупных гидростанциях всегда, а теперь часто и на мелких привод перечисленных управляющих органов регулятора осуществляется не вручную, а посредством мелких реверсивных (обратимых) моторов, пускаемых в том или другом направлении с пульта гидростанции, а иногда и с пульта диспетчера, находящегося вне станции.

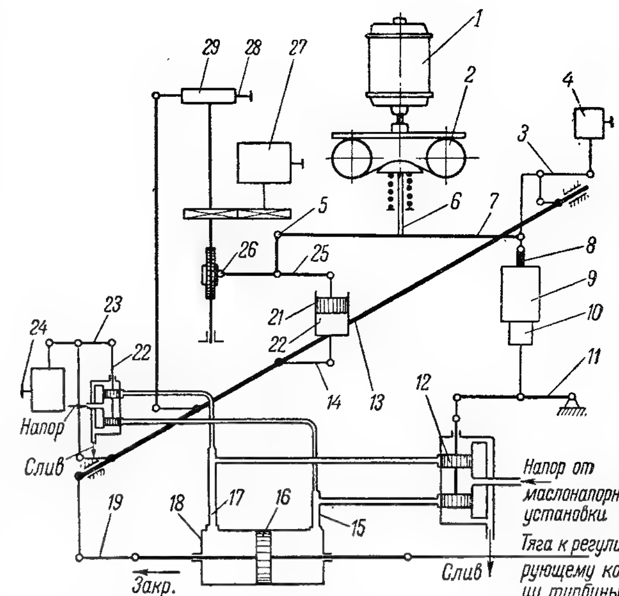


Рис. 14-16. Схема регулятора крупной радиально-осевой турбины.

На рис. 14-16 показана схема регулятора новых днепровских турбин ЛМЗ [Л. 109]. Здесь: *1* — электродвигатель; *2* — маятник; *6* — штифт; *7* — золотниковый рычаг; *9—10* — гидравлический усилитель, передающий смещение от иглы *8* к рычагу *11*; *12* — золотник; *15—18* — сервомотор; *13* — вал связи между ним и колонкой управления (§ 14-13); *21* — катаракт выключателя (возвращающая его пружина не показана); *26—27* — механизм изменения оборотности; *28* и *29* — механизм изменения остаточной неравномерности; *3* и *4* — ограничитель открытия; *22—24* — ручное регулирование.

В действительности схемы регуляторов еще сложнее, чем принципиальные схемы на рис. 14-4 и 14-16. Более полные схемы регуляторов ЛМЗ см. [Л. 229, 56, 279, 109 и 11].

14-13. КОТЕЛЬНЫЙ И ПРОТОЧНЫЙ РЕГУЛЯТОРЫ

Регуляторы малой работоспособности (25—2 500 *кгм*) иногда изготовляются как проточные, бо́льших (от 350 примерно до 300 000 *кгм*) — только как котельные.

В котельном регуляторе (рис. 14-17,*а*) насос *2* берет масло из сливного бака *1* и подает его в масловоздушный котел *3*, откуда оно по мере надобности поступает в золотник *5*.

Если золотник при переменной нагрузке на агрегат часто двигает сервомотор, то масла

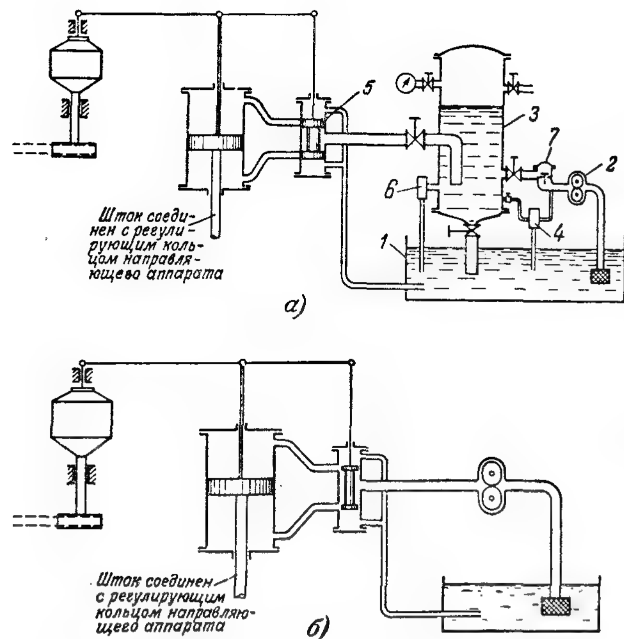


Рис. 14-17. Схемы котельного и проточного регуляторов.

из котла расходуется больше, чем подает насос, и давление в котле несколько падает. Если нагрузка устойчива, а золотник имеет перекрыши (§ 14-6), то утечка масла мала и давление в котле повышается. Когда оно достигает определенного значения (например, 20 *ати*), это повышенное давление воздействует на перепускной клапан *4*, который выпускает масло в сливной бак, прекращая этим его доступ в котел. Тогда насос работает на малый напор при малом потреблении энергии. Если давление в котле упадет на определенную величину (например, 1,5 *ати*), перепускной клапан снова переводит масло на котел. При нормальной эксплуатации насос работает на перепуск 80—90% времени и на котел — остальное. Часто оказывается более целесообразным применять прерывный режим работы насоса, т. е. при повышенном давлении в котле выключать двигатель насоса.

Особые релейные устройства предохраняют котел от излишне высокого давления, а турбину — от излишне низкого. При его повышении (например, до 23 *ати*) реле (пускатель) автоматически открывает спускной вентиль *6*, при снижении (например, до 15 *ати*) включается резервный насос. Обратный клапан *7* не позволяет вытекать маслу из котла через насос при его остановке.

Иногда, например при проверке различных механизмов турбины, бывает желательным изменять ее открытие вручную. Тогда автоматические золотники отключаются от сервомотора, а к нему подключается особый, управляемый маховичком золотник *22* (рис. 14-16).

С целью исключить возможность самооткрытия направляющего аппарата при остановленной турбине и при отключении главного золотника от котла применяется механизм особого стопора. Он может, например, иметь вид вилки, вдвигаемой между двумя гребнями штоков сервомотора. Вилка воспринимает вместо поршня обратное усилие на шток от давления воды на лопатки направителя.

Котельный регулятор большой работоспособности состоит в общем из трех частей, размещаемых часто раздельно в разных местах машинного здания, почему его тогда и можно назвать раздельным. Именно два сервомотора располагаются в шахте турбины около ее регулирующего кольца; маслонапорная установка (насос со сливным баком, масловоздушным котлом и прочим оборудованием) занимает подходящее просторное место. Где-то между ними в удобном, доступном месте располагается имеющая вид шкафа (рис. 14-18) колонка управления, к которой подводятся с обеих сторон масляные трубопроводы и обратные связи от сервомотора; внутри ее помещаются маятник с главным золотником, сменные клинья и вообще все управление регулятором. Органы воздействия на управление (маховички, рычаги, кнопки), указатели, сигнальные показатели размещаются на наружной стенке колонки. Такие же соединенные с колонкой электрически, а иногда и гидравлически органы располагаются и на пульте станции.

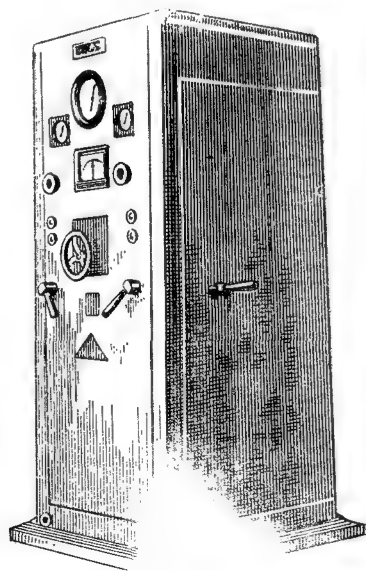


Рис. 14-18. Колонка управления.

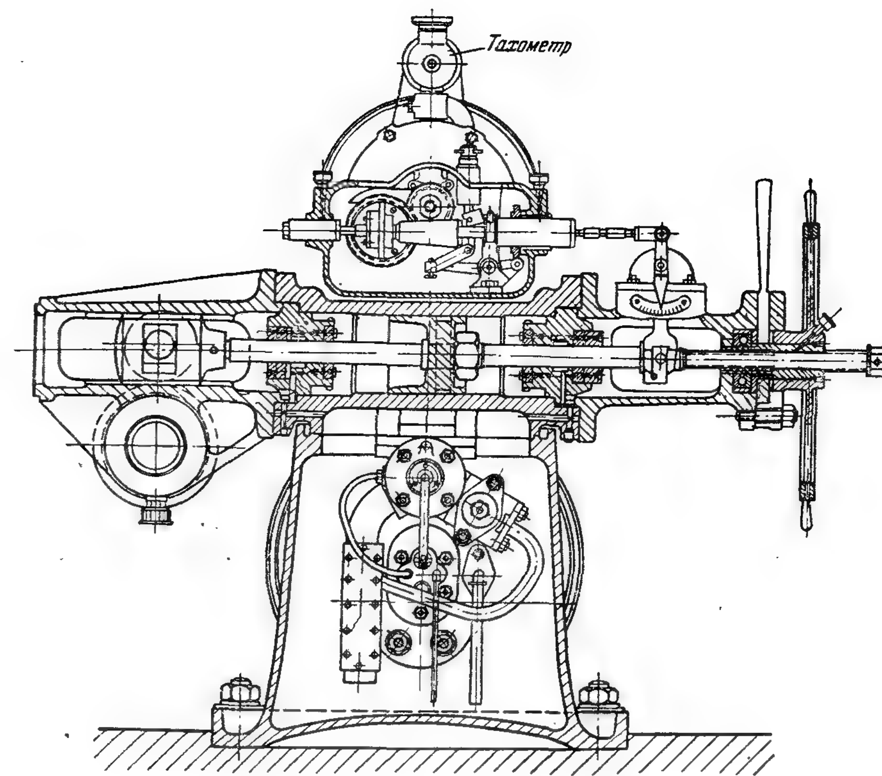


Рис. 14-19. Агрегатный регулятор.

У регулятора малой работоспособности все три перечисленные части (сервомотор, маслонапорная установка и органы управления) имеют малые размеры и объединяются, образуя одну цельную машину — совместный (или агрегатный, или комплектный) регулятор (например, рис. 14-19). В его станине размещаются бак и котел, над станиной — горизонтальный сервомотор, на нем — головка управления, заменяющая колонку. Шатун сервомотора повертывает регулирующий вал, который может быть и горизонтальным и вертикальным.

Ручное управление здесь действительно бывает ручным, т. е. соответствующий маховичок (штурвал) вращается рукой. Для этого шток сервомотора *1* (рис. 14-20) получает на правом конце нарезку. По ней ходит гайка *2* с маховичком *3*. Для перехода с автоматического регулирования на ручное гайка поворотами маховичка передвигается вдоль нарезки влево и вводится в неподвижное гнездо *4*. В прозор *5* гнезда и одновременно между гребнями *6* гайки вручную вводится вилка *7*, делающая для гайки движение вправо и влево невозможным. Сообщение с золотником цилиндра прерывается, а обе его полости соединяются между собой открытием обводной трубы *8*. Тогда маховичок, двигаясь, смещает шток и повертывает регулирующий вал *9*. Трение между вилкой и гайкой уменьшается введением сюда упорного шарикоподшипника *10*.

Более простые и дешевые, обычно комплектные, проточные регуляторы не имеют в отличие от котельных масловоздушного котла (рис. 14-17,*б*). Насос все время подает масло в золотник, имеющий отрицательные перекрыши. Передвижение золотника уменьшает перепад давлений масла, протекающего мимо одного его окна, и увеличивает его у другого, что создает разность давлений в полостях цилиндра и двигает его поршень.

ЛМЗ долгое время выпускал регуляторы типа УК (универсальный котельный). В 1955 г. он снял их с производства, заменив для радиально-осевых регуляторами Р-100 и Р-150, а для поворотнолопастных — комплексными регуляторами РК-100, РК-150 и РК-200; в них скомпонованы механизмы и регулятора и комбинатора. Для наиболее крупных таких турбин разработаны регуляторы РКО-200 и РКО-250, объединенные с механизмами маслонапорной установки. Цифры во всех марках этих типов указывают диаметр главного распределительного золотника в миллиметрах.

Подробные описания этих регуляторов, номограммы для определения диаметров соответствующих сервомоторов и т. п. см. [Л. 229, 297, 214 и 111].

Уральский завод гидротурбин («Уралгидромаш») теперь выпускает котельные регуляторы типа РС [Л. 111] для турбин средних и малых. Область их применения показана на

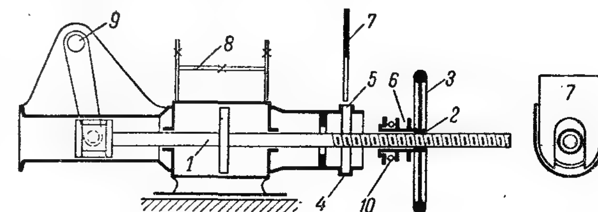


Рис. 14-20. Ручное регулирование проточного регулятора.

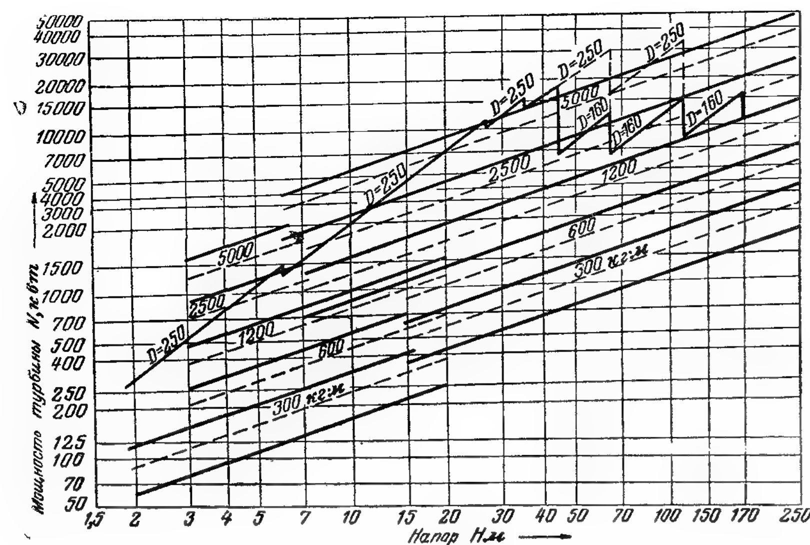


Рис. 14-21. Области применения регуляторов РС. *D* — диаметр турбины.

рис. 14-21 в зависимости от напора и мощности. Сплошные линии указывают верхние, штриховые — нижние границы применения регулятора с работоспособностью *A кгм*. Они годны для турбин с диаметром до $D = 160 \div 250$ *см* (указана верхняя граница применения).

14-14. РЕГУЛЯТОР ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ ПОВОРОТНОЛОПАСТНОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотренные регуляторы можно назвать регуляторами одиночного (одинарного) действия, так как они воздействуют лишь на один орган турбины — ее направитель. У поворотнолопастных турбин необходимо воздействие и на ее второй орган — рабочее колесо, так как для хорошего к. п. д. необходимо соблюдение наивыгоднейшей комбинаторной связи между открытием направляющего аппарата и разворотом лопастей (§ 10-6). Это достигается воздействием на две системы сервомоторов: один из сервомоторов (или пара) связан с направляющим аппаратом, другой (или третий) — с лопастями рабочего колеса. Такой регулятор может называться регулятором двойного действия. Его схему можно представить себе по рис. 14-22. Основной сервомотор *1* управляется своим золотником и центробежным маятником, не показанными на рисунке. Он повертывает тягой регулирующее кольцо *2* и направляющие лопатки *3*. Лопасти *4* повертываются своим сервомотором *5*, помещенным во втулке колеса. Масло подводится к нему и отводится от него через полость вала *6*, а именно один канал образован скрепленной с поршнем *5* трубой *7*, а другой — кольцевым пространством между этой трубой и второй трубой или стенкой вала. Над ротором генератора *8* и пятой *9* расположен маслоприемник *10*, к которому подведены неподвижные трубопроводы *11* и *12*, питающие сервомотор *5*. Распределение по его полостям масла производится золотником *13*. В предположении неподвижности точки *14* он передвигается передачей от штока сервомотора *1* и, следовательно, распоряжается поворотом лопастей. Верхний конец трубки *7* связан передачей *15* с точкой *14*; эта связь и является выключателем для золотника *13*.

Рассмотрим случаи разгрузки. Поршень *1* идет вправо и прикрывает направитель. Золотник *13* приподнимается, масло под давлением проникает в верхнюю полость сервомотора *5*, его поршень идет вниз, разворот лопастей уменьшается. Но перезакрыться они не должны; следовательно, золотник *13* должен быть переведен в среднее положение, что и делает выключатель. Именно ход поршня *5* вниз понижает точки *14*, т. е. спускает золотник.

Каждому положению сервомотора *1* соответствует свое положение сервомотора *5*, т. е. каждому открытию *a* — свой разворот φ. Их взаимные комбинации зависят от очертания шаблона (клина) *16*. При желании изменить между ними связь или сменяют плоский клин, или сдвигают пространственный, или повертывают конический (§ 14-10).

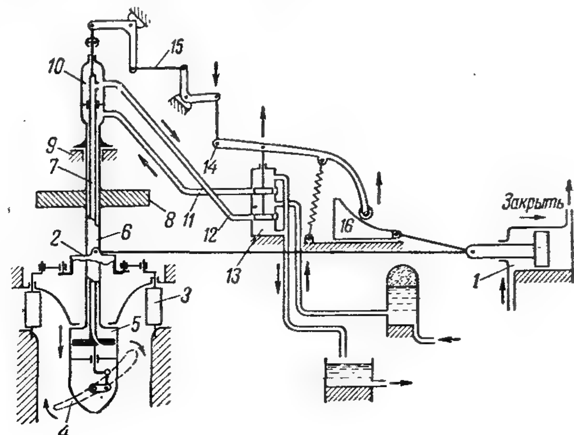


Рис. 14-22. Схема двойного регулирования поворотнолопастной турбины.

Более подробную схему такого регулятора двойного действия см., например, [Л. 279 и 56].

Большая сложность принудительного поворота лопастей у поворотнолопастной турбины заставляет искать новых способов поворота, упрощающих соответствующие конструкции. Есть возможность, отчасти уже осуществленная в 1937—1940 гг. американским конструктором Р. Терри [Л. 100], добиться самоустановки лопастей с нужным разворотом под действием лишь равнодействующей сил давления на них со стороны обтекающего их потока.

Эта равнодействующая создает момент, стремящийся открыть или прикрыть лопасть. Именно этот момент и воспринимается обычно сервомотором рабочего колеса. Изменением положения оси поворота относительно пера лопасти, а также и формы самого пера можно добиться, во-первых, действия этого момента всегда лишь на открытие и, во-вторых, незначительности этого момента. Величины этого момента, а следовательно, и необходимого, действующего всегда в одном направлении и небольшого усилия на поршень сервомотора являются функциями комбинаторной зависимости турбины, т. е. ее открытия.

Чтобы при таком устройстве получать оптимальный разворот лопастей, достаточно в зависимости от открытия регулировать в узких пределах небольшое (1—2 *ати*) давление на поршень сервомотора.

Использование устройства связано с небольшим усложнением явлений при пуске турбины и при ее разгоне. В частности, при внезапной разгрузке уменьшение разворота происходит здесь быстрее, чем обычно, что может вести к большому гидравлическому удару в отсасывающей трубе и к авариям, если влиянию удара не будет противопоставляться своевременный впуск в трубу воздуха.

Такая турбина могла бы именоваться саморазворотной.

14-15. ДВОЙНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЫСОКОНАПОРНЫХ РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Останавливающееся тело оказывает на встреченную им преграду усилие, пропорциональное массе и отрицательному ускорению. Вода, текущая по трубопроводу, при постепенном закрывании выпускающего из него воду отверстия постепенно же останавливается, временно повышая свое давление, что и называется явлением гидравлического удара. Обратно, при открывании этого отверстия, при постепенном увеличении расхода и скорости воды происходит понижение давления — отрицательный гидравлический удар.

При уменьшении регулятором открытия турбины давление перед направителем увеличивается. При большой массе останавливающейся воды, т. е. при длинном трубопроводе, при большой в нем скорости и при быстром закрывании это повышение давления может стать опасным для трубопровода. Чем медленнее падает скорость, тем меньше повышение давления.

Итак, для безопасности трубопровода надо иметь время закрывания выпускающего из него воду отверстия большим. Это противоречит интересам турбины: при сбросе нагрузки для нее желательно быстрое закрывание направителя, так как это предупреждает слишком большой разгон ее ротора.

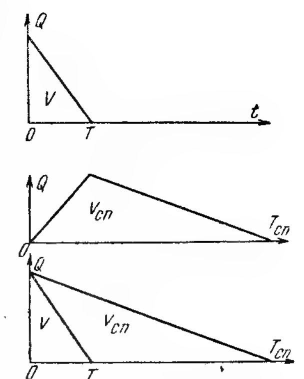


Рис. 14-23. Расходы турбины и холостого выпуска.

У низконапорных турбин трубопровод, если он и есть (например, в виде подводящей камеры), короток, скорости малы, удар почти незаметен. Другое дело у высоконапорных турбин. Там для смягчения гидравлического удара вводится регулятор давления — устройство, удовлетворяющее интересам и трубопровода и турбины. Именно при нем достигаются и быстрое уменьшение направителем расхода турбины и достаточно медленное снижение скорости в трубопроводе.

Для этого у реактивной турбины одновременно с ее закрытием в течение времени T открывается наружу особый холостой выпуск воды, помещаемый, например, на ответвлении спиральной камеры. Затем этот выпуск постепенно закрывается так, что от начала регулирования до его закрытия протекает время $T_{сп}$, значительно большее, чем T. Для идеального случая график расходов по времени изображен на рис. 14-23, где площадь V изображает объем воды, прошедший через турбину за время ее закрывания, а $V_{сп}$ — объем воды, пропущенный выпуском до его закрытия. Если первое время равно 2—8 *сек*, то второе может быть, например, 20—40 *сек*.

Привод к выпуску может быть оформлен, например, по схеме рис. 14-24. Улитка турбины *7* имеет боковой, выпускающий воду в нижний бьеф патрубок *4* с открывающимся вниз клапаном. Шток сервомотора, двигаясь влево на закрытие, опускает катаракт *2* и с ним клапан вниз. Катаракт имеет узкий обвод (дроссель) *6*. Пружина под катарактом надавливает на него, отчего он постепенно поднимается и закрывает клапан.

При движении сервомотора на открытие клапан двигаться не должен. Однако при этом поршень катаракта принужден двигаться вниз. Чтобы цилиндр катаракта не передвигался, обе его полости соединяются еще и отверстием в поршне с открывающимся вниз клапаном (§ 14-9), позволяющим поршню быстро спускаться внутри цилиндра.

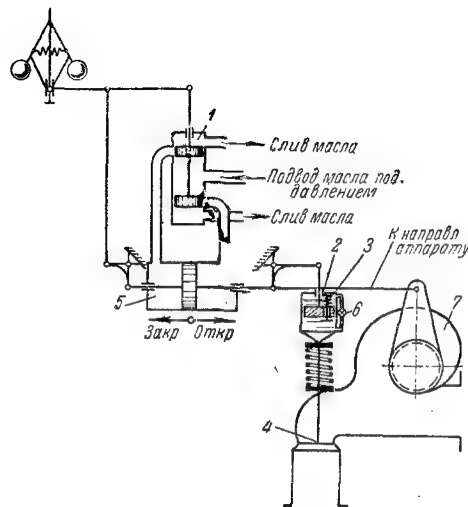


Рис. 14-24. Схема привода холостого спуска.

Если напор велик, то пружина, закрывающая клапан, должна быть очень сильной, что трудно выполнимо. Тогда шток катаракта воздействует не на самый клапан, а на золотник особого сервомотора, на шток которого и сажается клапан.

Примеры конструктивного оформления такого механизма даны на рис. 14-25 [Л. 307].

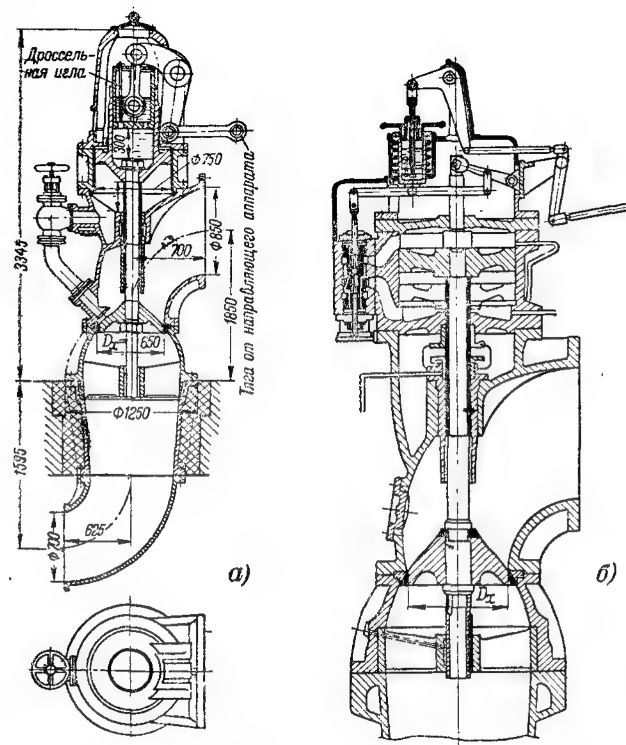


Рис. 14-25. Холостые спуски.
а — с механическим приводом; *б* — с гидравлическим приводом.

Расчет сервомоторов холостых выпусков см. [Л. 229].

В отсасывающей трубе при разгрузке и прикрытии турбины скорость падает, и под рабочим колесом создается понижение давления — отрицательный удар. Здесь и при равномерной работе давление близко к давлению насыщения водяных паров. Понижение давления может вести к кавитации и к появлению под колесом большого объема паров воды. По замедлении потока в трубе давление в этом объеме возрастает, пар конденсируется, его объем быстро заполняется устремляющейся снизу водой, которая, разогнавшись, принуждена по заполнении объема остановиться и повысить свое давление, что называется уже обратным ударом. Такой удар может повредить турбине, поломав, например, ее лопасти [Л. 313].

Для его предупреждения теперь на турбине часто помещается воздушный клапан (клапан срыва вакуума). При внезапном закрывании турбины привод от сервомотора или регулирующего кольца приоткрывает клапан и воздух врывается в колесную камеру: у радиально-осевых турбин — под колесо через разгрузочные отверстия во внутреннем ободе или через полый вал, у поворотнолопастных — через крышку турбины непосредственно в колесную камеру. Затем пружина постепенно сажает воздушный клапан, который снабжается катарактом; у последнего имеются и дроссель и обратный клапан (например, по рис. 14-26).

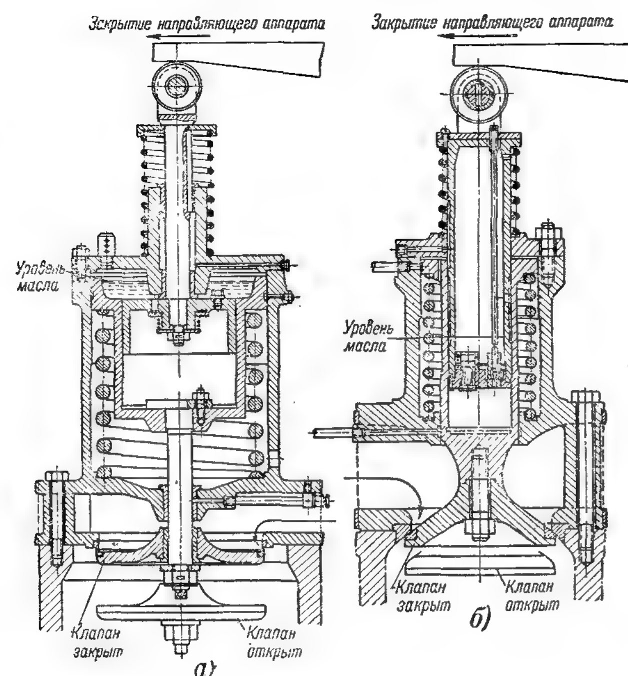


Рис. 14-26. Клапаны срыва вакуума.

14-16. ДВОЙНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ КОВШЕВЫХ ТУРБИН

При быстром закрытии иглой сопла ковшевой турбины также возникает гидравлический удар, борьба с которым ведется также применением двойного регулирования. Оно осуществляется с помощью отклонителя (дефлектора) или отсекателя струи, вытекающей из сопла. При разгрузке турбины часть струи не допускается на колесо, а отводится в сторону и минует его ковши, мешая излишнему его разгону. После этого игла медленно вдвигается в сопло и медленно же отводится от струи отклонивший ее орган.

Соответствующая схема регулятора дана на рис. 14-27. Здесь *1* — сервомотор, двигающий быстро отсекатель *6*. По смещении штока *2* сервомотор *3* начинает двигать иглу *5*; скорость этого движения устанавливается дросселем *4*. Комбинаторный клин *2* имеет такой наклон, что при установившемся режиме при всех нагрузках нож отсекателя находится вблизи струи. На рис. 14-28 показаны разные положения отсекателя. Для его размещения требуется некоторое удаление сопла от колеса. График усилий, необходимый для поворота отсекателя по опытам МВТУ, см. [Л. 35].

Отклонитель меньше портит струю и требует для себя меньшего усилия, чем отсекатель, но при нем приходится расстояние между соплом и колесом увеличивать еще больше.

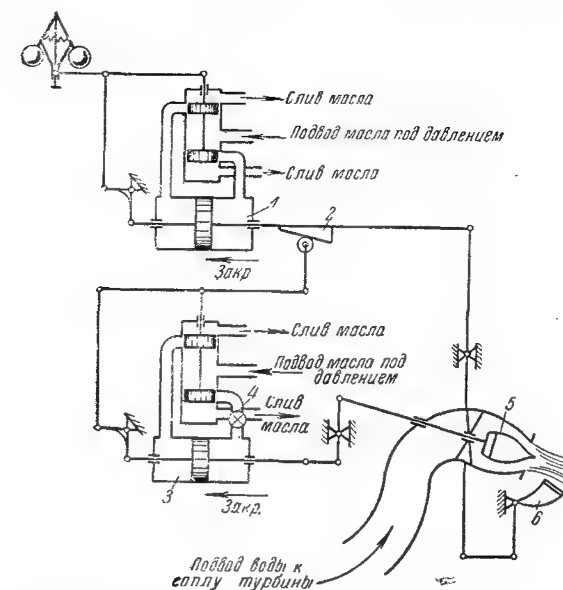


Рис. 14-27. Схема двойного регулирования ковшевой турбины.

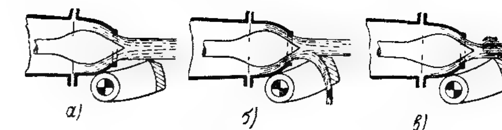


Рис. 14-28. Действие отсекателя струи.

14-17*. БОРЬБА С РАЗГОНОМ ТУРБИНЫ И ЕГО ПОСЛЕДСТВИЯМИ

При разгрузке турбины и какой-либо аварии с ее регулированием она идет в разгон, т. е. повышает свою оборотность, доводя ее за 10—20 и больше секунд до наибольшей возможной — разгонной. Большая оборотность опасна для целости вращающихся частей ротора агрегата, особенно ротора генератора, который может быть разрушен центробежными силами. Кроме того, повышенная оборотность расстраивает и изнашивает опоры ротора.

Аварии, ведущие агрегат в разгон, могут быть самыми разнообразными, как то:

1) неисправность центробежного маятника;

2) заклинивание золотников;

3) прекращение подачи масла в сервомотор направителя;

4) аварии в самом сервомоторе;

5) заклинивание регулирующего кольца;

6) попадание инородных предметов в направляющие каналы; тогда предохранительные устройства на приводе закрываемых лопаток (§ 6-3) могут разрушиться и часть направляющих каналов не сможет закрыться.

Соответствующая борьба ведется в двух направлениях: не допускать или хотя бы умерять величину разгона, во-первых, или делать гидрогенератор достаточно прочным и при некоторой величине разгона, во-вторых.

В первом направлении было предложено много мер, некоторые из которых вошли в употребление.

Наиболее простым средством, казалось бы, было торможение ротора при излишнем повышении оборотности. Но при огромных крутящих моментах современных мощных турбин соответствующие тормоза невыполнимы.

Здесь можно указать лишь такое практически осуществленное одним английским заводом устройство. У ковшевой турбины вал снабжается тормозным устройством, названным там джилджетом. Оно состоит из ковшевого колеса активной турбины, вращающегося навстречу струе, выпускаемой из игольчатого

сопла, которое питается патрубком от улитки радиально-осевой турбины. При разгрузке автоматический регулятор быстро (например, за 0,5 *сек*) открывает сопло и начинает закрывать (например, за 4 *сек*) направитель. Затем сопло медленно (например, за 50 *сек*) закрывается пружиной при помощи катаракта. Струя тормозит турбину, и временная неравномерность снижается, например, с 38 (при холостом спуске, § 14-15) до 7% (при джилджете). Расход сопла — около 10% расхода турбины. Ковш работает как активный насос, увеличивая кинетическую энергию вытекающей из сопла струи и давая ей при этом иное направление.

Можно снабдить само рабочее колесо поворотнолопастной турбины устройством, начинающим тормозить колесо при излишне большом повышении его оборотности. Так, один английский завод снабжает втулку такой турбины расположенным над рабочими лопастями венцом мелких тормозных лопастей. Они утоплены в гнезда втулки и задерживаются там пружинами или разрывными связями. При достаточном повышении оборотности они выкидываются из гнезд центробежной силой и тормозят колесо, так как их форма соответствует обратному его вращению. Схему с такими лопастями, расположенными, однако, под рабочими, см. [Л. 56, рис. 56]. Широкого развития эта идея не получила, может быть потому, что при этом рабочее колесо значительно усложняется, его осевой размер увеличивается, а, бездействуя долгое время, устройство в нужный момент может оказаться неисправным.

Колесо поворотнолопастной турбины можно внешним на него воздействием заставить тормозить само себя. Тогда на вал турбины (или на связанный с ним валик) сажается центробежный включатель (реле оборотов). При повышении оборотности против нормальной (например, на 30—40%) какая-то деталь этого устройства, например под действием центробежной силы, передвигается и замыкает электрический контакт. Ток оживляет соленоид, способный отключить от колеса устройства системы регулирования и включить на поворот лопастей особый насос, способный повернуть лопасти сервомотором рабочего колеса на полное открытие или на наименьший разворот. Как показывает рис. 11-36, в обоих случаях при любом открытии турбины разгонная оборотность при этом невелика и безопасна. Однако при большом развороте расход намного возрастет, что, несомненно, ведет к большим пульсациям давления и вибрациям [Л. 177]. С другой стороны, при большой нагрузке турбины перевод лопастей на еще больший разворот может быть сделан быстро, пока турбина еще не получила очень большой оборотности. Перевод же лопастей с большого на очень малый разворот требует и большего времени, в течение которого турбина успеет принять большую оборотность, а при ней сильно возрастают из-за центробежных сил силы трения в механизме поворота, что требует от упомянутого насоса создания очень большого давления, например 35—50 *ати* [Л. 109]. Ряд соображений по предупреждению разгона быстрым разворотом лопастей см. в [Л. 177, 50, 53 и 84].

Такая противоразгонная защита не усложняет конструкции турбины. За границей она применяется, но только на небольших машинах. У нас исследуется целесообразность ее использования для крупных турбин.

Следующим после торможения способом, умеряющим разгон, является снижение питающего колесо расхода до нуля или хотя бы до некоторого безопасного значения. Здесь было сделано много предложений; некоторые из них получили широкое применение.

Казалось бы, наиболее просто было бы при начавшемся разгоне прикрыть имеющийся перед турбиной затвор. Перед камерой высоконапорной турбины обычно имеется шаровой или иной затвор, который может быть своим двигателем быстро закрыт по сигналу центробежного включателя; в ее напорном бассейне также может быть быстро спущен плоский затвор (щит).

У низконапорных турбин такие затворы помещаются перед входом в подводящие камеры. Если их щиты скользят вдоль пазов, опираясь на них катками, то они способны спускаться (падать) под действием лишь своего веса. Тогда эти аварийные или, иначе, быстропадающие щиты должны при эксплуатации держаться на весу, опираясь на некоторую защелку. При повышении оборотности против нормальной оживленный центробежным включателем соленоид отводит эту защелку, и щит опускается за 2—3 *мин*, прекращая доступ воды в турбину.

Падающие щиты были до последнего времени в большом употреблении на низконапорных гидростанциях. Однако они очень дороги; их стоимость может составлять, например, 30% стоимости турбины. Для опорожнения турбины при ее осмотре и ремонте они не необходимы, так как тогда доступ воды в турбину может быть прекращен шандорами или ремонтными щитами, легко спускаемыми при исправном и закрытом направителе.

Теперь иногда падающие щиты помещают в горизонтальном диффузоре отсасывающей трубы. Тогда они имеют меньшие размеры и обходятся несколько дешевле. Шандоры сохраняются перед входом в турбину. Однако при таком устройстве возможно повышение давления в отсасывающей трубе. Именно рабочее колесо, еще продолжающее по инерции вращаться в течение некоторого времени до своей полной остановки, работает как осевой насос, стремящийся подать воду (гл. 16) в закрытый сосуд-трубу, где он и создает повышенное давление, которое может приподнять ротор вертикального гидроагрегата [Л. 179 и 313].

Соответствующий режим лопастного колеса, работающего здесь как насос, изображается на рис. 16-14 вертикалью с $Q=0$ и $n<0$ (состояние *5*).

Этого явления можно, как оказалось, избежать, если осуществить программное управление щитом, а именно сперва опускать его быстро, а в конце его хода, когда особенно велико влияние его положения, — медленно.

Если вертикальная турбина установлена в сифонной камере, а нижнее кольцо направителя находится выше уровня верхнего бьефа (рис. 6-17), то затворы у турбины и шандоры являются лишними и отсутствуют. Тогда центробежный выключатель прекращает при аварии доступ воды в турбину путем открытия на камере воздушного клапана, сообщающего камеру с атмосферой и освобождающего ее от воды. Если мы имеем дело с опрокинутым агрегатом (§ 16-11), то воздушный клапан (вантуз) способен сообщать с атмосферой отсасывающую трубу и опять довести расход до нуля.

При исправной системе регулирования уменьшение при разгоне расхода осуществляется направляющим аппаратом. На случай, если произойдет авария с маслонапорной установкой, подающей масло под давлением к золотнику, или с трубопроводом от нее к сервомотору, может устанавливаться запасная, обычно не работающая установка, одна на несколько агрегатов. При начавшемся разгоне одного из них центробежный включатель открывает особый аварийный золотник, который дает доступ маслу в сервомотор турбины от запасной установки по особому трубопроводу. Иногда последняя имеет большее давление масла, чем нормальная установка; тогда и сервомотор работает быстрее обычного. При отсутствии такой запасной установки аварийный золотник снабжает сервомотор у разгоняющегося агрегата маслом от исправной маслонапорной установки соседнего агрегата.

Однако при аварии с самим сервомотором или с регулирующим кольцом такое устройство не дало бы закрыть турбину. Чтобы обеспечить закрытие направителя с учетом и таких аварий, разработано устройство, при котором цапфа каждой лопатки может поворачиваться на закрытие собственным «индивидуальным» небольшим сервомотором; все такие сервомоторы (по числу лопаток) располагаются на крышке турбины и получают масло в случае надобности от указанного выше аварийного золотника.

Конструкция турбин с индивидуальными сервомоторами освоена на ЛМЗ (рис. 14-29). Ими снабжены турбины на некоторых советских станциях. Накопление опыта их работы позволит выяснить преимущества и недостатки такого устройства и сделать определенные выводы по их дальнейшему применению.

По предложению завода Инглиш Электрик задача уменьшения разгона возлагается на особо усложненный статор турбины (§ 6-10). Он имеет столько же лопаток, как и направляющий аппарат. Половина этих лопаток, более длинных, являются опорными колонками, другие, более короткие,— поворотные. У каждой пары таких лопаток имеется на крышке турбины свой небольшой сервомотор, способный их повертывать. При порче направителя и начавшемся разгоне автоматически начинается подача масла в эти сервомоторы и турбина прикрывается.

Однако такое устройство усложняет и утяжеляет статор, увеличивает его радиальные размеры и требует увеличения и спиральной камеры.

Наконец, есть предложение (Оргэнергостроя) выполнять направитель самозакрывающимся. Вода, протекая по направляющему каналу, оказывает на поверхности лопатки давление. Суммируясь, давление дает момент силы, который стремится повернуть лопатку в ту или другую сторону (§ 6-3), а в какую именно сторону, на закрытие или открытие, зависит от расположения оси ее вращения — будет ли она ближе к оголовку или к хвосту лопатки. Можно ось расположить так, что лопатки, потеряв свой привод от сервомотора (например, при непоступлении в него масла), будут давлением воды закрываться, что уменьшит расход турбины и прекратит ее разгон при потере нагрузки.

Это предложение встречает такие возражения: найти нужное положение оси трудно, да и это положение у лопаток, различно расположенных относительно очертания улитки, ве-

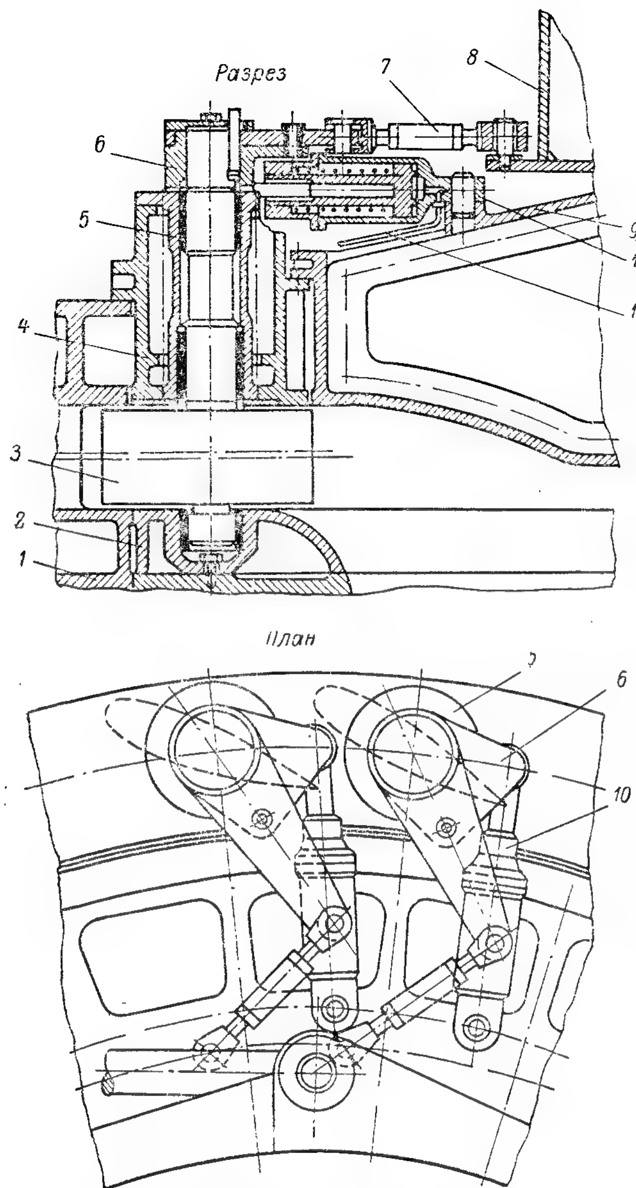


Рис. 14-29. Индивидуальные аварийные сервомоторы направляющих лопаток.

роятно, различно. Нельзя допускать, чтобы лопатки закрывали направитель чрезмерно быстро, так как это повело бы к новым авариям, а ограничение скорости закрытия потребует какого-то усложнения устройства.

Как указано выше, вторым направлением в борьбе с вредом разгона гидроагрегата является конструирование ротора гидрогенератора настолько прочным, чтобы он мог выдержать значительно повышенную оборотность в течение немногих минут, пока как-то не будет оказано на турбину воздействие для снижения ее оборотности.

Для такого расчета надо уметь рассчитывать разгонную оборотность натуры. Она определяется вообще как

$$n_{\text{рг}} = n'_{\text{Iрг}} \frac{\sqrt{H_{\text{нб}}}}{D} = kn'_{\text{I}} \frac{\sqrt{H_{\text{нб}}}}{D},$$

где $H_{\text{нб}}$ есть наибольший возможный на данной гидростанции напор турбины, а n'_{I} соответствует нормальной оборотности натуры.

Здесь под коэффициентом разгона разумеется отношение разгонной оборотности $n'_{\text{Iрг}}$ к нормальной n'_{I} (или $n_{\text{рг}}$ к n), а как опытно определяется $n'_{\text{Iрг}}$ на модели, см. § 11-19.

Иногда получаемое так значение $n_{\text{рг}}$ снижают, например, на 5%, так как при разгоне заметно растут механические и вентиляционные потери агрегата.

До последнего времени роторы часто рассчитывались: при поворотнолопастных турбинах — на коэффициент разгона $k = 2{,}1 \div 2{,}2$, при радиально-осевых — на $k = 1{,}7 \div 1{,}8$.

Однако значительное повышение прочности очень утяжеляет и удорожает ротор, и тем больше, чем больше k. Так, например, переход при расчете прочности ротора с $k = 2{,}2$ на $k = 1{,}75$ позволит ощутимо уменьшить стоимость гидрогенераторов.

Кроме того, современная техника в состоянии строить гидрогенераторы с мощностью, не превышающей некоторого, пока предельного ее значения, а последнее тем меньше, чем больше k. Между тем теперь строительство гидростанций по ряду экономических и эксплуатационных причин стремится иметь меньшее число агрегатов большей мощности. Следовательно, и с этой точки зрения желательно расчет роторов вести на понижаемое значение k.

В [Л. 180 и 312] указано еще одно обстоятельство, на которое раньше не обращалось внимания. У модельной турбины определяется ее разгонная оборотность на стенде, где и при разгоне обычно еще не имеется кавитации. Затем по оптимальной оборотности модели $n_{\text{ом}}$ и отношению $\frac{n_{\text{рг}}}{n_{\text{о}}}$ обычно находится коэффициент разгона $k_{\text{м}}$, а по нему (непосредственно или через посредство $n'_{\text{Iрг}}$) и разгонная оборотность подобной натурной турбины $n_{\text{ргн}} = k_{\text{м}} n_{\text{он}}$. Однако разгонным режимам соответствуют значительно бо́льшие коэффициенты кавитации, чем режимам с оборотностью, близкой к оптимальной, и в натурной турбине при разгоне возникает кавитация, что подтверждается и часто возникающими тогда вибрациями.

Отсюда следует, что при расчете $n_{\text{ргн}}$ натуры надо пользоваться коэффициентом разгона, меньшим, чем указывает модельный опыт. По подсчетам и опытам Орахелашвили для радиально-осевых турбин соответствующий поправочный коэффициент $\psi_{\sigma} = 0{,}93 \div \div 0{,}94$. Он вводит для коэффициента разгона еще и некоторые другие поправки и приходит к заключению, что правильно брать для натурных радиально-осевых турбин коэффициент разгона в зависимости от их быстроходности так:

$n_{\text{б}} = 60$	100	150	200	250	300
$k_{\text{н}} = 1{,}50$	1,61	1,71	1,76	1,80	1,83

Как уже сказано, для перехода агрегата в разгон нужно, кроме внезапной его разгрузки, еще наличие одновременно той или другой аварии, что очень маловероятно.

Произведенное В. В. Михайловым [Л. 156] изучение эксплуатационной статистики наших крупных гидростанций за 1942—1957 гг. привело к заключению, что случаев перехода гидроагрегатов в разгонный режим было очень мало и притом абсолютное число таких случаев в год за эти 15 лет, несмотря на большой рост числа станций, упало в 2,5 раза. Ни одного случая разрушения ротора не было.

Была подсчитана по этим данным вероятность полного разгона; оказалось, что при 500 установленных агрегатах можно ожидать 0,042 разгона в год, т. е. вероятен один случай в 24 года. Тогда подсчеты показывают, что для государственного хозяйства выгоднее 1 раз в 24 года потерпеть убыток от разрушения одного генератора, чем затратить лишние средства на упрочнение и утяжеление роторов всех 500 агрегатов.

Что касается опасности для персонала станции от разрушаемого разносом генератора, то эта опасность при утопленной в бетон их установке ничтожно мала.

Временная комиссия Государственного научно-технического комитета СМ СССР по турбинному оборудованию гидроэлектростанций, заслушав и обсудив в 1958 г. ряд докладов и по вопросам настоящего параграфа, приняла между прочим, по ним такие излагаемые нами вкратце рекомендации:

1. В качестве противоразгонной защиты считать достаточной установку аварийного золотника на сервомоторах направляющего аппарата с питанием его от маслонапорной установки данного агрегата или от резервной с повышенным на 30—60% давлением.

2. Отказаться от применения у русловых гидростанций падающих плоских затворов; установку их допускать лишь при соответствующем технико-экономическом обосновании на гидростанциях с числом агрегатов не более трех-четырех.

3. Продолжать работы по совершенствованию конструкций турбин с индивидуальными у их лопаток сервомоторами и по разработке конструкций самозакрывающихся лопаток.

4. Принимать при расчете роторов генераторов на прочность коэффициент разгона k у поворотнолопастных турбин равным 1,65—1,75, у радиально-осевых — 1,50—1,65.

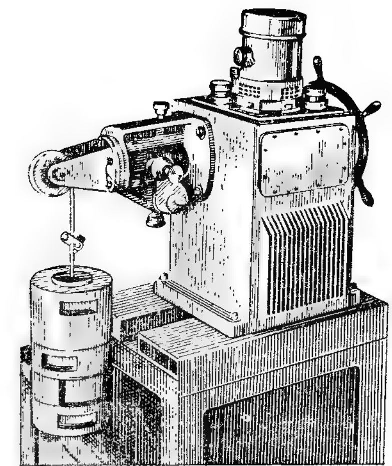


Рис. 14-30. Проточный регулятор ВИГМ с грузом.

У мелких турбин имеется возможность надежнс предохранить турбину от опасного разгона при порче регулятора при таком устройстве. Поршень сервомотора достаточно мощной пружиной или грузом всегда тянется на закрытие. Открытие поддерживается переменным давлением масла на одну сторону поршня. При потере маслом давления пружина или груз закрывает турбину. При разработке в ВИГМ такого проточного регулятора с работоспособностью 150 *кгм* (рис. 14-30) Несытов предпочел использование груза, так как сильная пружина трудно выполнима [Л. 171].

14-18. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ГИДРОАГРЕГАТОВ

Маятник имеет (§ 14-3) довольно большую неравномерность, вычисляемую по выражению

$$\delta_{\text{м}} = \frac{n'_{\text{нб}} - n'_{\text{нм}}}{0{,}5\,(n'_{\text{нб}} + n'_{\text{нм}})}. \qquad (14\text{-}11)$$

Регулятор имеет свою, значительно меньшую остаточную неравномерность $\delta_{\text{р}}$, вычисляемую по аналогичной формуле и которую при надобности можно изменять (§ 14-10). Ей соответствует своя статическая характеристика регулятора $n = f(a)$, в общем сходная с изображенной на рис. 14-6.

По такой характеристике регулятора и по рабочей характеристике турбины $N = f(a)$ может быть построена статическая характеристика регулирования $n = f(N)$ (рис. 14-31,*а*), наклон которой зависит от установленной величины неравномерности турбины, а высота расположения — от положения механизма изменения оборотности (§ 14-10 и 14-11); следовательно, и наклон и высота могут изменяться от воздействия на регулятор.

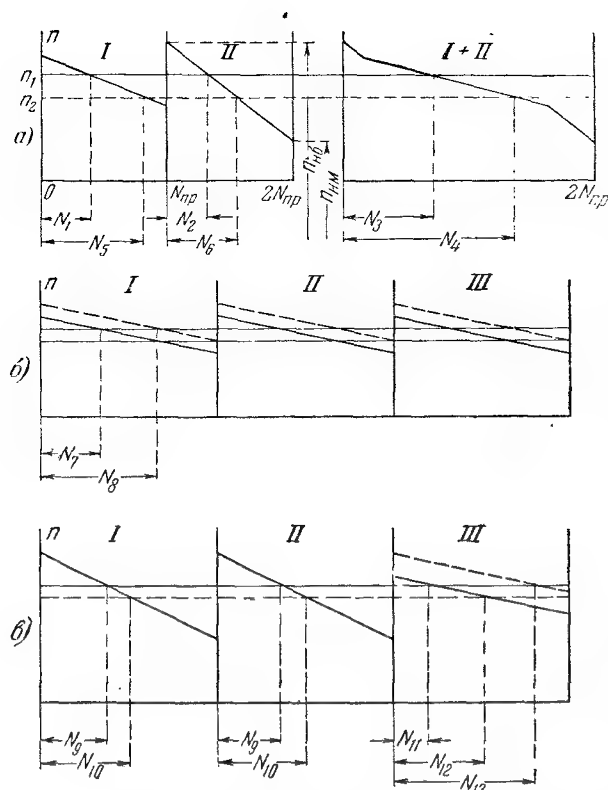


Рис. 14-31. Статические характеристики турбин при параллельной работе.

Эта характеристика очень важна при рассмотрении параллельной работы нескольких гидроагрегатов или даже электростанций.

Имеем на станции две одинаковые турбины с наибольшей (предельной) мощностью каждой $N_{пр}$. Характеристики их регуляторов могут иметь разные наклоны (рис. 14-31,*а*). Нечувствительностью регулятора, как бы утолщающей линии характеристик, для упрощения пренебрегаем.

Синхронные генераторы переменного тока работают параллельно; процесс работы принуждает их иметь тогда одну и ту же оборотность. Если им приходится ее изменять, то она изменяется ими однообразно.

Проведем на графике горизонталь, соответствующую некоторой оборотности n_1. Получаются две точки ее пересечения с двумя характеристиками. При такой оборотности первая турбина будет иметь мощность N_1, вторая — N_2; мощность станции равна их сумме N_3.

Пусть нагрузка станции увеличилась до N_4. Оборотность упадет до n_2 так, что обе одинаково снизившиеся точки пересечения отрежут мощности N_5 и N_6, сумма которых как раз и равна N_4. Видно, что дополнительная нагрузка воспринимается турбинами неравномерно, а именно больше той, наклон характеристики которой меньше, т. е. у которой меньше остаточная неравномерность регулирования.

Если на станции (или на разных станциях) три турбины имеют характеристики одинакового наклона (рис. 14-31,*б*), то они принимают изменение нагрузки поровну по значению N_8—N_7, снижая общую оборотность. Чтобы вернуть ее к нормальной (со стандартной частотой тока 50 *гц*) и сохранить равномерность нагрузок, надо воздействовать на механизмы изменения оборотности всех турбин, что на графике рис. 14-30,*б* приводит к подъему их характеристик. Если наклон характеристик у двух турбин велик, а у третьей мал (рис. 14-30,*в*), то изменение нагрузки воспринимает преимущественно третья турбина (N_{12}—$N_{11}>N_{10}$—N_9). Чтобы вернуть оборотность к нормальной, достаточно изменить оборотность турбины воздействием лишь на ее регулятор и поднять лишь ее характеристику. Тогда третья турбина (или станция) является пиковой в том смысле, что она воспринимает пики нагрузки, и ведущей в том смысле, что она поддерживает частоту во всей сети.

В сети с тепловыми и гидравлическими станциями пиковыми являются обычно последние, так как гидротурбины легко и без потерь увеличивают и снижают свою нагрузку, пускаются и останавливаются, тогда как для пуска паровых двигателей требуется прогрев их или даже растопка котлов, что требует времени и вызывает дополнительные тепловые потери. Перед ожидаемым пиком на ведущей гидростанции заблаговременно пускаются запасные агрегаты, готовые к восприятию большой нагрузки; работая еще при малой нагрузке, они являются вращающимся резервом сети. Для этого особенно удобны поворотнолопастные турбины, работающие с удовлетворительными к. п. д. и при малых нагрузках.

Из разных гидростанций базисную нагрузку в соответствии с наличным в данное время расходом своего потока должна нести станция, обладающая малым водохранилищем или совсем не имеющая его. При недостаточной нагрузке она принуждена была бы сбрасывать воду мимо турбин, при излишней у нее упал бы напор. Воспринимать пиковую нагрузку и быть ведущей должна станция с достаточным водохранилищем. Она может легко и беречь воду и расходовать ее в избытке.

При наличии на одной гидростанции и радиально-осевых (или винтовых) и поворотнолопастных турбин (такие случаи редки [Л. 165]) первые работают в базисе с постоянной мощностью, близкой к оптимальной, а вторые, мало меняя свой к. п. д. при разнообразии мощностей, снимают пики.

У турбин, работающих в базисе нагрузки, остаточную степень неравномерности принимают обычно 3—4, а иногда и 6—10%; у турбин, снимающих пики, она принимается 2—2,5%. В таком случае частота поддерживается воздействием на механизмы изменения оборотности либо дежурным с пульта, либо электрическим прибором — автоматическим регулятором частоты. Наконец на пиковой станции в качестве ведущего может быть выделен один из агрегатов. У него тогда остаточная неравномерность может быть взята нулевой (характеристика регулирования горизонтальна, регулирование чисто изодромное). При повышении нагрузки и приближении его мощности к предельной должны понижаться характеристики регулирования других турбин той же станции.

14-19. АВТОМАТИЗАЦИЯ ГИДРОАГРЕГАТА

Автоматизацией машины, а следовательно, и гидростанции, являющейся набором машин и сооружений, называется оборудование их рядом приспособлений, заставляющих машины выполнять своевременно известные действия в целях правильного, экономичного и надежного использования машин и сооружений. Эти действия выполняются не непосредственным вмешательством человека, а специальными приспособлениями вследствие наступления некоторых явлений, предусмотренных заранее соображениями человека. Заменяя человека не столько в отношении затраты им физической энергии, сколько в отношении затраты энергии психической (напряженного внимания, немедленного и определенного рефлекса на наблюдаемые им явления) автоматические устройства покрываются данным Марксом определением машины как «механизма, который, получив соответствующее движение, совершает своими орудиями те самые операции, которые раньше рабочий совершал подобными же орудиями».

Автоматизация гидростанций делает работу их машинного оборудования более точной и надежной, так как управление ими перестает зависеть от переменной внимательности персонала; в частности, автоматика немедленно замечает неполадки в машине и или устраняет их, или иначе предохраняет машину от аварии, например останавливая ее.

При автоматизации холостые промежутки между отдельными операциями сокращаются, почему, например, время пуска крупного агрегата уменьшается в 15—20 раз, что заметно сокращает бесполезный за это время расход воды.

Автоматизированная гидростанция требует меньших капиталовложений на свое возведение, так как сокращается площадь помещений аппаратных, служебных и жилых.

При автоматизации шире используются средства телемеханики (управления издалека) для диспетчерского управления станциями, что позволяет целесообразнее, в частности экономичнее, использовать оборудование и возможности отдельных станций, и быстрее восстанавливать их нормальную работу на сеть при авариях.

Наконец, при автоматизации в несколько раз сокращается дежурный служебный персонал. Это особенно важно для станций средней и малой мощности, эксплуатационные расходы которых в значительной доле определяются содержанием такого персонала.

В социалистическом обществе автоматизация производственных процессов имеет большое экономическое значение, а кроме того, конечно, и большое социальное, изменяя характер труда, уменьшая различие между трудом физическим и умственным.

В соответствии с этим в ряде решений Правительства и Коммунистической партии Советского Союза, содержатся указания о необходимости осуществить широкое применение автоматизации производственных процессов на электростанциях, с целью завершить полную автоматизацию районных гидроэлектростанций, а также внедрение телемеханизации в энергетических системах. Для обеспечения этого предусматривается непрерывное увеличение выпуска оборудования для автоматизации и расширения его номенклатуры.

Автоматический регулятор является основным элементом автоматизации гидроагрегата. Именно он должен быть сконструирован так, чтобы требуемые операции могли производиться не дежурными у колонок каждого агрегата, а с центрального пульта управления — или с диспетчерского пункта ряда станций.

При этом надежность управления агрегатом повышается при блокировке (принудительной последовательности операций), т. е. когда дежурный лично распоряжается (например, нажатием кнопки) только первой из необходимых операций. Остальные же происходят одна за другой автоматически, так как окончание одной вызывает начало другой посредством включения реле, т. е. аппаратов, воспринимающих некоторый импульс (побуждение) с одной стороны и вследствие этого дающих иной импульс в другую. Такая блоки-

ровка (с механической, гидравлической или электрической связью) делает невозможной опасную ошибку в последовательности операций и ускоряет их проведение. Особые сигналы показывают окончание одних операций и начало других.

Наиболее сложной операцией является пуск агрегата. Он производится в такой последовательности. Пускают в ход системы смазки и охлаждения. Открывается гидроклапан, т. е. клапан, сообщающий масловоздушный котел с главным распределительным золотником. Выключается стопор. Лопасти поворотнолопастной турбины еще при ее остановке получили необходимый для пуска, соответствующий открытию холостого хода разворот. Отводится ограничитель открытия, державший золотник в среднем положении, и притом лишь настолько, чтобы открытие не могло превзойти значения, необходимого для пуска. Направитель получает это пусковое открытие, и турбина начинает вращаться. Регулятор принимает на себя управление турбиной; он доводит оборотность до нормальной, а открытие и разворот — до соответствия холостому ходу. Далее, для синхронизации с сетью следуют такие операции. Во-первых, напряжение генератора по возможности близко подравнивается под напряжение соседних работающих. Во-вторых, также подравнивается оборотность, а с нею и частота; это соответствует на рис. 14-31 такому расположению характеристики третьей турбины, когда ее левая точка находится на ординате оборотности остальных двух турбин. В-третьих, выжидается совпадение фаз, когда и включается генератор в сеть (так называемая точная синхронизация). После этого агрегат принужден поддерживать свою оборотность в соответствии с частотой сети. Наконец, производится набор данным агрегатом нужной части общей нагрузки.

В настоящее время на станциях Союза широко применяется включение генераторов в сеть методом так называемой самосинхронизации, когда при близком к нормальному числу оборотов ротора невозбужденный генератор включается в сеть. По мере подъема напряжения он втягивается в синхронизм. Такое включение осуществляется проще и быстрее.

При остановке турбины ограничитель перемещается в положение, соответствующее открытию холостого хода. Генератор разгружается и выключается. Направитель полностью закрывается. Включается стопор. Закрывается гидроклапан. При снижении оборотности до 40—50% нормальной включается торможение и ротор останавливается. Прекращаются доступ воды на охлаждение и смазку.

В обязанности автоматики, кроме управления работой турбины, входит также и предохранение ее от аварий. Для этого в ее систему включаются защитные устройства, действующие в случаях:

1) перегрева опор, масла в них и охлаждающей их воды;

2) недопустимого повышения или понижения давления масла;

3) прекращения подачи масла или охлаждающей воды;

4) прекращения привода маятника;

5) недопустимого повышения оборотности;

6) недопустимого изменения уровня масла в разных сосудах;

7) перегревов в генераторе;

8) пожара в нем.

В одних, менее угрожающих случаях защита лишь дает сигналы на пульт, в других — не позволяет неполадке развиться в опасную (например, предупреждая дальнейшее повышение оборотности или включая резервную маслонапорную установку), в третьих — даже останавливает агрегат.

Пуск турбины требует наличия запаса масла под давлением. Такой запас имеется при котельном регуляторе; при проточном его нет. Поэтому мелкие гидростанции могут получать лишь неполную автоматизацию. Именно для их пуска на станцию должен являться человек и открывать турбину вручную. Дальше такая станция может быть оставлена под замком: регулироваться ее турбина может сама, а ее остановка может быть произведена издалека. Такие станции называются полуавтоматическими.

Современные масляные регуляторы (и котельные и проточные) исполняются с приспособлением их органов к автоматическому управлению. Таким образом, если станция при своей постройке еще и не получает автоматизации, то введение последней не будет впоследствии затруднено непригодностью к ней регуляторов.

Автоматизация гидростанций подробнее изложена в [Л. 10 и 130] и особенно подробно и современно в [Л. 229 и 144].

14-20. ПРЯМОЕ ЩИТОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ВИНТОВОЙ ТУРБИНЫ

Масляный регулятор сложен и дорог, что увеличивает капиталовложения в постройку мелкой гидростанции. Так, регулятор работоспособностью 200 *кгм* процентов на 40 дороже самой турбины 70 *квт* при напоре 4 *м*. Кроме того, он сложен в отношении ухода за ним.

Регуляторы с заменой масляных сервомоторов электродвигателями предлагались неоднократно. Некоторое количество таких регуляторов, разработанных Всесоюзным научно-исследовательским институтом механизации и электрификации сельского хозяйства (ВИМЭ) и отдельными конструкторами, находится в работе на небольших гидростанциях. Запуск регулируемых ими турбин должен производиться вручную, если на станции нет тока от постороннего источника. Разгон при потере электрического тока предупреждается грузом или пружиной, закрывающими турбину. Однако такие регуляторы большого распространения не получили.

Удачным решением явилось предложенное Котеневым и разработанное им в ВИГМ в 1945—1948 гг. прямое щитовое регулирование, пригодное для маломощных винтовых турбин [Л. 125, 126 и 129]. При нем не только регулятор, но и сама турбина становятся проще и дешевле.

Вертикальная турбина получает направитель жесткий, т. е. с неповоротными (обычно плоскими листовыми) лопатками (рис. 14-32). Его обнимает щит в виде полого цилиндра, способного ходить вверх и вниз и, таким образом, изменять высоту *направителя от наибольшего значения* до нуля, изменяя также и расход и мощность турбины. Щит подвешивается на двух тягах к двуплечему рычагу с вилкой и уравновешивается противовесом на последнем так, чтобы разность весов щита и груза была равна 15—20 *кг*. Обязательно принимаются меры для уменьшения трения между щитом и направителем.

На вал турбины насаживается достаточно работоспособный (например, до 6 *кгм*) центробежный маятник, муфта которого качает рычаг, связанный с рычагом щита. Центробежным силам грузов противодействуют пружины, действующие не непосредственно на грузы маятника, а на его рычаг и помещенные в особой колонке.

Остаточная неравномерность равна 5—7%; нечувствительность — около 3%; оборотность турбины *меняется на 5—7% изменением натяжения* пружин.

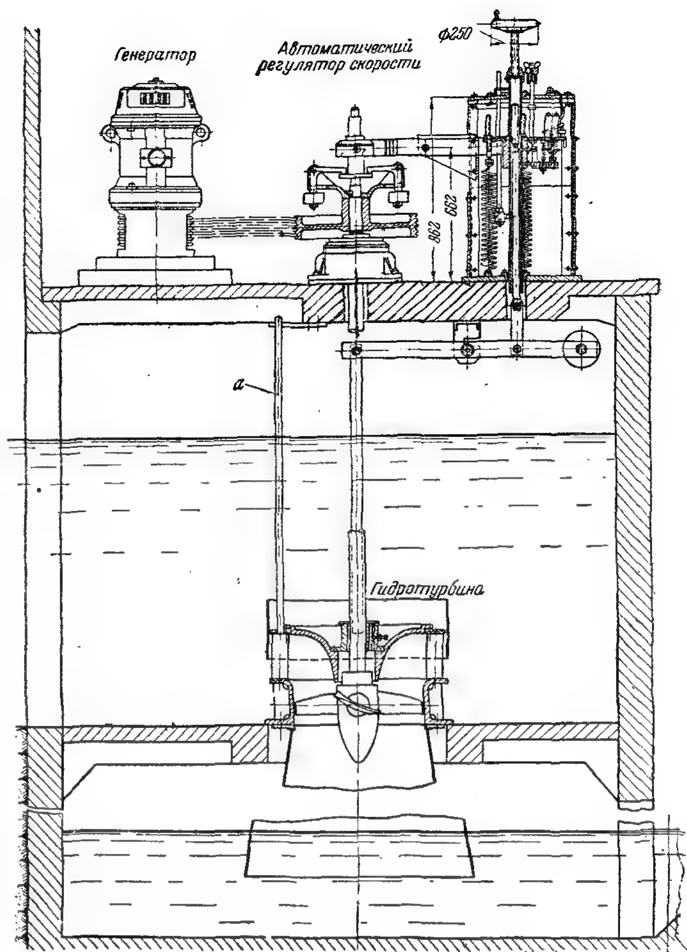


Рис. 14-32. Неповоротнолопастная турбина с прямым щитовым регулированием.

Нормальный пуск и остановка турбины производятся вручную маховичком у колонки. В аварийных случаях (разрыва ремня к генератору, перегрева подшипников и др.) выключается ток в находящийся в колонке электромагнит; он выбивает штырь, связывающий рычаг маятника с рычагом щита; последний спускается под действием своего веса, и турбина останавливается.

Один из каналов направителя через верхнее кольцо последнего и вертикальную трубку *а* (рис. 14-32) соединяется с атмосферой. Это предотвращает сотрясения щита, когда он полностью или почти полностью прикрыт. Кроме того, при наличии такой трубки прикрытая турбина останавливается сама собой, без помощи тормоза.

Спускной цилиндрический щит для регулирования турбин уже применяли Фурнейрон и Сафонов. В начале XX в. таким щитом иногда снабжались быстроходные радиально-осевые турбины. Однако тогда щит спускался между направителем и колесом. Котенев поместил его перед направителем и применил только к винтовой турбине, опытно доказав, что у радиально-осевой турбины такой щит заметно снижает к. п. д. при любом его размещении, а у винтовой это снижение заметно лишь при его размещении за направителем.

При щите перед направителем характеристика к. п. д. в зависимости от мощности располагается при 50—100% нагрузки на 1,5—3% ниже, чем при поворотном направителе. Однако на масляный регулятор для управления им мелкая турбина затрачивает 2—6% своей мощности; на щитовое же регулирование мощности почти не тратится, почему при нем к. п. д. турбин скорее повышается, чем понижается.

Внедрены в производство такие щиторегулируемые турбины типоконструкции В70-ВО с диаметрами 60, 80 и 100 *см*, причем каждый типоразмер может быть выполнен как с разным наклоном лопаток, так и с разным разворотом лопастей в зависимости от предусматриваемых заказами рабочих параметров. Турбины применимы при напорах 1,4—5 *м*, при мощностях 16—150 *квт*, при оборотностях 175—450. Сотни их находятся в эксплуатации.

При переходе от турбины с масляным регулированием к прямому щитовому стоимость турбины снижается на 20—30%, регулятора — в 4—6 раз, их общий вес — в среднем на 500 *кг*.

Приведенная топограмма такой турбины В70-ВО-28,9 при $\varphi = +5°$, $\alpha_0 = 45°$, $z_0 = 24$, $z_1 = 4$ дана на рис. 14-33. Через h_0 обозначен подъем щита.

Временная неравномерность (§ 15-1) при сбросе 100-процентной нагрузки составляет по опытам 20—25%,

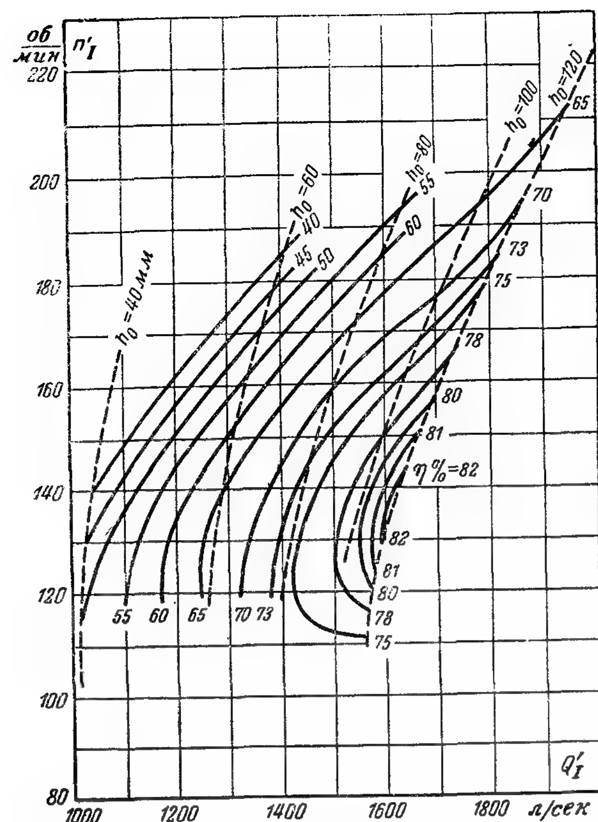


Рис. 14-33. Приведенная топограмма турбины со щитовым регулированием.

при набросе 75-процентной — 15—20%; время закрывания — около 2 *сек*; затухание колебаний происходит за 10—15 *сек*.

14-21. КРЫЛЬЧАТОРАЗВОРОТНАЯ ТУРБИНА

Щитовое или лопаточное регулирование поддерживает оборотность винтовой турбины постоянной, но такая турбина при изменении режима не меняет разворота лопастей. Поэтому при снижении нагрузки ее к. п. д. сильно падает (§ 10-4). Поворотнолопастная турбина с масляным сервомотором рабочего колеса способна менять разворот лопастей, но такое оборудование для малых турбин слишком дорого и сложно.

И. В. Котенев предложил заменить у таких турбин масляный сервомотор крыльчатым. Процесс такого регулирования выясняется такими рассуждениями.

Параллелограмм скоростей u_2, v_2, w_2 на выходе из колеса в некотором режиме изображен на рис. 14-34. При обычном двойном регулировании поворотнолопастной турбины и при наличии комбинаторной связи параллелограмм после некоторой разгрузки турбины принимает вид u_2, v_2', w_2'. Если же турбина регулируется

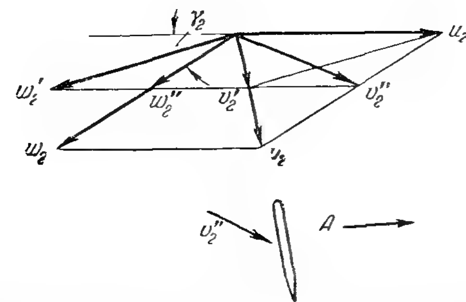


Рис. 14-34. Воздействие потока на лопатку крыльчатки.

только направителем, то новый параллелограмм будет иметь вид u_2, v'', w_2''. Видно, что направление абсолютной скорости изменилось с v_2 на v_2''.

Представим себе под лопастью колеса некоторую лопатку *A*, поставленную в направлении v_2, т. е. под нулевым углом атаки; в старом режиме поток обтекает ее, не стремясь сдвинуть ее в сторону. В новом режиме скорость v_2 изменяется на v_2'', угол атаки больше нуля и поток стремится сдвинуть лопатку вправо.

Представим себе далее, что под колесом расположена крыльчатка, т. е. вертушка с несколькими такими радиально расположенными лопатками А. Она сидит на некотором валике, расположенном под валом турбины и способном повертываться относительно своей помещенной на неподвижной крестовине опоры.

Свяжем валик и внутреннюю крестовину втулки поворотнолопастной турбины (рис. 10-7) кинематически так, что сдвигу лопатки *A* на рис. 14-34 вправо будет соответствовать уменьшение разворота лопасти, т. е. уменьшение угла γ_2. Тогда при изменившемся режиме лопатка будет двигаться, т. е. крыльчатка поворачиваться, до тех пор, пока скорость v_2'' не примет первоначального направления v_2, т. е. пока открытие и разворот не будут удовлетворять оптимальной комбинаторной связи, а турбина—показывать наивысший возможный при данном расходе к. п. д. При росте нагрузки процесс будет обратным.

Конструкция, предложенная Котеневым для осуществления указанной кинематической связи, соответствует схеме на рис. 14-35. Здесь для поворота лопастей должна передвигаться по вертикали вращающаяся с колесом крестовина *1*. Ее передвигает не вращающаяся скалка *2*, связанная с крестовиной упорным шарикоподшипником *3* (показано условно). Крыльчатка, состоящая из двух — четырех лопаток *4* и конуса *5*, может под воздействием потока повертываться около вертикальной оси, опираясь на такой же подшипник *6*, подвешенный к вращающейся втулке *7*.

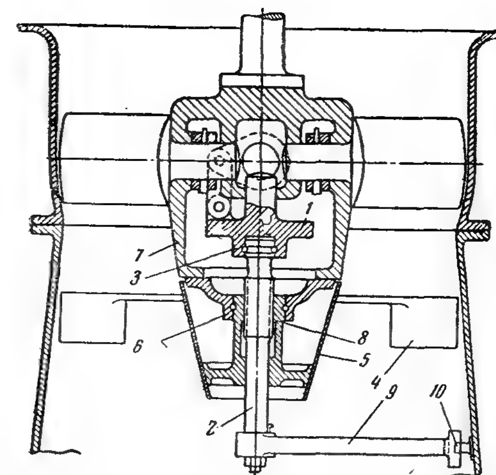


Рис. 14-35. Конструкция поворота лопасти по предложению И. В. Котенева.

Повертываясь, крыльчатка гайкой *8* тащит вверх или вниз нарезанную скалку *2* и с нею крестовину *1*. От вращения скалка предохраняется своим хвостом *9*, скользящим вилкой по выступу *10* на стенке отсасывающей трубы.

14-22*. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕГУЛЯТОР[1]

В последние годы вместо описанных выше гидромеханических регуляторов турбин начинают все шире внедряться электрогидравлические. Основной особенностью этих регуляторов является замена центробежного маятника, масляного катаракта, рычажных механизмов изменения числа оборотов и остающейся неравномерности электрическими устройствами. Принцип работы электрогидравлического регулятора следующий. От вала агрегата приводится во вращение ротор тахогенератора с постоянными магнитами. Получаемый на обмотках статора этого генератора переменный ток имеет частоту, пропорциональную числу оборотов агрегата.

Электрический чувствительный элемент регулятора представляет собой контур, сопротивление которого зависит от частоты тока. Такой контур можно создать путем параллельного соединения индуктивного и емкостного сопротивлений. Более того, при соответственном подборе параметров этих сопротивлений (настройке) можно добиться того, что при какой-то частоте сопротивление контура становится бесконечно большим и он не пропускает тока. Если этот контур присоединить к выводам тахединамо, то при определенной частоте (числе оборотов) контур не будет пропускать тока; если же число оборотов увеличится или уменьшится, контур пропустит ток, величина которого будет тем больше, чем больше отклонение частоты от настроенной частоты контура. Этот сигнал и используется в электрогидравлическом регуляторе для управления сервомотором. Однако для этого его надо преобразовать и усилить. Ток, полученный на выходе контура, выпрямляется фазочувствительным устройством. При этом направление тока зависит от того, увеличилось ли или уменьшилось число оборотов агрегата (частота тахединамо) относительно настройки контура. Кроме того, нужно этот ток пропустить через усилитель для получения сигнала достаточной мощности. С этой целью применяются либо электронные усилители (шведские регуляторы фирмы АСЕА, регуляторы ЛМЗ) либо магнитные усилители (регуляторы ХТГЗ, фирмы Инглиш Электрик). Преимуществом последних является отсутствие в схеме относительно менее надежных и менее долговечных электронных ламп.

После усилителя сигнал отклонения (ток) попадает в обмотку катушки, помещенной в поле постоянного магнита (преобразователь, выявитель). Катушка укреплена на пружине, и когда ее обмотка не обтекается током, то она занимает какое-то среднее положение. При отклонении числа оборотов от установленного (настроенного) по катушке протекает ток в прямом или обратном направлении, магнитное поле которого, взаимодействуя с полем постоянного магнита, приводит к появлению усилия, втягивающего или выталкивающего катушку и соответственно деформирующего пружину, на которой она подвешена. Таким образом, каждому отклонению числа оборотов соответствует примерно пропорциональное смещение катушки.

Катушка тем или иным способом соединяется с первой ступенью гидравлического усилителя, преобразующего смещение катушки в смещение штока вспомогательного сервомотора, способного развивать достаточно большое усилие, необходимое для перемещения главного золотника (иногда добавляют еще одну ступень усиления). Первая ступень гидравлического усилителя является одним из самых тонких и ответственных узлов электрогидравлического регулятора. Это объясняется тем, что усилие, развиваемое на катушке, очень невелико; поэтому необходимо обеспечить совершенно свободное при полном отсутствии сухого трения перемещение золотника первой ступени усиления. Часто с целью повышения точности работы вводят

[1] § 14-22 по просьбе автора написан инж. ХТГЗ Ю. А. Литовским.

дополнительную вибрацию этого золотника. Возможны и беззолотниковые системы первой ступени усиления, например в случае применения дифференциального поршня, как это выполнено в регуляторе Инглиш Электрик.

После гидравлического усилителя схема регулятора ничем не отличается от описанных выше гидромеханических регуляторов.

В электрогидравлических регуляторах все управляющие воздействия, обычно за исключением лишь ограничения открытия, вводятся в виде электрических импульсов (напряжения, тока) в то или иное место электрической схемы. Так, изменение поддерживаемого числа оборотов агрегата может осуществляться изменением настройки контура (емкости или индуктивности). Остающаяся неравномерность может создаваться подачей дополнительного напряжения на усилитель. Этим же способом может изменяться и число оборотов.

При описании регуляторов в § 14-10 было показано, что для обеспечения устойчивой работы системы автоматического регулирования (отсутствия незатухающих колебаний штоков сервомоторов) необходимы устройства стабилизации, которые в гидромеханических регуляторах включают масляный катаракт, реагирующий на скорость смещения штока сервомотора и возвращающий золотник в среднее положение прежде, чем число оборотов агрегата вернется к установленному значению. Аналогичное устройство имеется и в электрогидравлических регуляторах. Идея его состоит в том, что в цепь вводится дополнительный электрический импульс (напряжение), пропорциональный скорости смещения штока сервомотора. Такой импульс можно получить, если напряжение, изменяющееся пропорционально смещению, пропустить через контур, в котором последовательно соединены омическое сопротивление и емкостное (или индуктивное). Для получения напряжения, изменяющегося пропорционально смещению штока сервомотора, можно использовать реохорд (омическое сопротивление), ползунок которого связан со штоком. Недостатком этого решения является наличие скользящего контакта. В других схемах используются бесконтактные системы, например, с индуктивным сопротивлением.

Основное преимущество электрогидравлических регуляторов по сравнению с гидромеханическими состоит в значительно большей легкости введения в них различных управляющих воздействий. Для этого достаточно в усилитель или в другую часть схемы ввести то или иное напряжение. Например, выше было показано, что при обычных регуляторах для обеспечения параллельной работы нескольких агрегатов необходимо иметь наклон статических характеристик их регуляторов (остаточная неравномерность 2—6%). Но это приводит к тому, что с изменением нагрузки системы и станции меняется частота в энергосистеме и для ее подведения к стандартному значению 50 *гц* приходится ставить дополнительные регуляторы частоты, которые воздействуют на механизмы изменения числа оборотов регуляторов гидротурбин. Система получается весьма сложной и громоздкой. Для поддержания частоты в системе можно на одном агрегате установить нулевую остаточную неравномерность, однако осуществлять регулирование частоты в мощной системе одним агрегатом обычно не представляется возможным.

Электрогидравлические регуляторы позволяют связать все работающие агрегаты общей цепью, составленной таким образом, что ток ее равен нулю или уравновешен, когда смещения всех сервомоторов будут одинаковыми (или мощности будут одинаковыми). Такая цепь может быть названа системой уравнивания. При наличии этой системы равные открытия или нагрузки параллельно работающих агрегатов обеспечиваются и при нулевой остаточной неравномерности, и в этом случае для регулирования частоты могут использоваться несколько или даже все агрегаты данной станции без необходимости установки дополнительных регуляторов частоты.

В современных крупных гидроэлектростанциях часто устанавливают 10, 20 и большее число агрегатов. В этом случае становится уже неудобным управлять каждым агрегатом в отдельности, хотя бы это управление и производилось дистанционно с пульта станции. Возникает необходимость управления сразу группой агрегатов или даже всеми агрегатами станции одновременно. При установке электрогидравлических регуляторов это также сравнительно просто осуществляется. Для этого устанавливается задатчик мощности, воздействием на который можно одновременно управлять всеми работающими агрегатами или группой их, как если бы это был один очень мощный агрегат.

Удобны электрогидравлические регуляторы и для осуществления автоматического регулирования станции по водотоку, т. е. когда мощность станции изменяется в зависимости от притока воды. В этом случае управляющим импульсом является уровень верхнего бьефа: когда приток растет, уровень верхнего бьефа повышается и турбины автоматически открываются больше и даже включается в работу большее число агрегатов; при уменьшении притока происходит обратный процесс.

Для работы электрогидравлического регулятора необходимо постоянное питание его электрическим током. Можно было бы присоединить эти регуляторы к сети собственных нужд станции. Однако это иногда признается недостаточно надежным решением, так как в случае потери напряжения в этой сети прекратилась бы работа всех регуляторов. Поскольку необходимая для питания электрогидравлического регулятора мощность очень мала, то обычно ее снимают непосредственно с таходинамо, что обеспечивает высокую надежность работы системы регулирования.

Следует полагать, что в ближайшие годы все крупные гидроагрегаты будут снабжаться только электрогидравлическими регуляторами.

ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ

ВРЕМЕННАЯ НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ХОДА ТУРБИНЫ

15-1. ПОНЯТИЕ ВРЕМЕННОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ И УСЛОВНАЯ ФОРМУЛА ДЛЯ ЕЕ РАСЧЕТА

Как указано в § 14-7—14-10 (рис. 14-13), при внезапном изменении нагрузки происходит быстрое изменение оборотности. Она достигает какого-то экстремума (крайнего значения), затем приближается к устойчивому конечному значению, причем экстремумы последующих колебаний ближе к этому значению, чем экстремум первого.

Отношение разности между оборотностью $n_{вр}$ (на рис. 14-12 $n_{нб}$) первого экстремума и конечной устойчивой оборотностью $n_{кон}$ к полусумме оборотностей начальной и конечной

$$\beta=\frac{n_{вр}-n_{кон}}{0{,}5\,(n_{нач}+n_{кон})}\approx\frac{n_{вр}-n_{н}}{n_{н}} \qquad (15\text{-}1)$$

называется временной неравномерностью хода турбины. Она часто обозначается $\delta_{вр}$, что является излишним усложнением обозначения. Второе выражение в (15-1), включающее в себя нормальную оборотность $n_{н}$, очень близко по величине к первому и часто применяется вместо него.

Значительное, хотя бы и кратковременное, изменение оборотности вредно не столько для ротора агрегата (ротор генератора достаточно крепок и при таком ее повышении), сколько для потребителя, так как при этом изменяются и напряжение тока и частота, а с изменением частоты в сети меняются оборотности всех питаемых ею электродвигателей, что в большинстве производств недопустимо.

Изменение оборотности ротора тем больше, чем больше разность моментов крутящего и сопротивления, т. е. чем больше внезапное изменение нагрузки; затем тем больше, чем дольше сохраняется эта разность, т. е. чем медленнее регулируется турбина, и, наконец, чем меньше момент инерции (и маховой момент) ротора, так как тогда ротор изменяет оборотность быстрее.

Чтобы ограничить временную неравномерность, регулятор должен иметь способность быстро изменять открытие; существующие регуляторы способны полностью закрыть турбину или открыть ее в течение времени регулирования, которое не бывает меньше 1,5 *сек*; такое малое время требует сильных, крупных и дорогих сервомоторов. Это время часто намеренно увеличивается для снижения гидравлического удара (§ 14-15 и 15-5) или удешевления маслонапорной установки (§ 14-5).

Для той же цели надо иметь ротор агрегата с достаточно большим маховым моментом. Такой момент у ротора самой турбины мал (и им обычно пренебрегают), у ротора генератора он достаточно велик. У мощного агрегата момент турбины, например, в 20—30 раз меньше момента генератора.

Чтобы не получить недопустимого значения временной неравномерности, надо уметь ее рассчитывать. Если она получается излишне большой, приходится увеличивать маховой момент или, что часто невозможно, уменьшать время регулирования. У горизонтальных турбин добавочный маховой момент создается посадкой на вал особых маховиков, у вертикальных — искусственным увеличением веса роторов генераторов.

Выражение временной неравномерности легко выводится при таких искусственных, упрощающих процесс предположениях: во-первых, момент сопротивления генератора $M_{с}$ остается во время регулирования постоянным, несмотря на изменение оборотности; во-вторых, $M_{кр}$ изменяется от $M_{нач}$ до равного

$M_с$ только от изменения открытия и притом пропорционально времени; от оборотности же $M_{кр}$ тоже не зависит.

Исходим из связи разности моментов с угловым ускорением (§ 14-1):

$$J\frac{d\omega}{dt}=M_{кр}-M_с. \qquad (15\text{-}2)$$

Имеем:

$$J\ кгм\cdot сек^2=\frac{GD^2}{4g}\ \ кгм^2, \qquad (15\text{-}3)$$

$$\frac{d\omega}{dt}=\frac{2\pi}{60}\cdot\frac{dn}{dt}; \qquad (15\text{-}4)$$

$$M_{кр}=M_{нач}-(M_{нач}-M_с)\frac{t}{T}, \qquad (15\text{-}5)$$

где T *сек* — соответствующее время регулирования, т. е. время изменения открытия направителя от начального значения до значения, соответствующего $M_с$.

Задаемся мгновенным изменением нагрузки:

$$\Delta N=(M_{нач}-M_с)\frac{2\pi n_{нач}}{60\cdot 102}\ \ квт. \qquad (15\text{-}6)$$

Подставляем в (15-2) как выражения (15-3)—(15-5), так и разность моментов по (15-6), затем интегрируем: для n — в пределах от $n_{нач}$ до $n_{кон}$, а для t — от нуля до T; получаем сперва изменение оборотности:

$$n_{кон}-n_{нач}=\frac{60\cdot 60\cdot 102\cdot 4g}{8\cdot 1\,000\pi^2}\cdot\frac{\Delta N\cdot T}{GD^2n_{нач}}=$$

$$=\frac{182{,}49\Delta NT}{GD^2n_{нач}},$$

а затем и окончательную формулу временной неравномерности (иногда называемую формулой Варрена):

$$\beta=\frac{n_{кон}-n_{нач}}{n_{нач}}=\frac{182\Delta N\cdot T}{GD^2n_{нач}^2}, \qquad (15\text{-}7)$$

где мощность — в *квт*, маховой момент — в *тм²*.

Строение формулы несколько отличается от (15-1), но в данном рассмотрении нас не интересует окончательная устойчивая оборотность $n_{кон}$, которая может (при чисто изодромном регулировании) и совпасть с $n_{нач}$.

Эта формула ранее часто выводилась при ином предположении, а именно, что не крутящий момент, а мощность турбины изменяется линейно по времени, т. е.

$$N=N_{нач}-(N_{нач}-N_с)\frac{t}{T}. \qquad (15\text{-}8)$$

Тогда получается

$$\beta+0{,}5\,\beta^2=\frac{182\Delta N\cdot T}{GD^2n_{нач}^2}, \qquad (15\text{-}9)$$

где малым вторым членом слева с понижением точности иногда пренебрегают.

Указанный непосредственный вывод формулы (15-7) дал впервые Гурбич [Л. 61].

Иногда формула (15-7) пишется и так:

$$\beta=\frac{T}{2T_р}, \qquad (15\text{-}10)$$

где

$$T_р=\frac{GD^2n^2}{365\Delta N} \qquad (15\text{-}11)$$

и называется временем разгона агрегата.

Нетрудно также вывести или независимо, или преобразованием из выражения (15-7) тождественное с ним выражение

$$\beta=\frac{\Delta MT}{2J\omega_{нач}}, \qquad (15\text{-}12)$$

которое внешне проще, но практически менее удобно.

Формула (15-7) может быть использована для получения ответов на два вопроса: первый — если известен наличный маховой момент, то каково будет временное изменение оборотности? и второй — если предписано наибольшее изменение оборотности, то каков необходимый наименьший маховой момент?

Очевидно, неравномерность β может быть и больше и меньше нуля, смотря по тому, каков знак у изменения нагрузки. Неравномерность получает наибольшее абсолютное значение при $\Delta N=N$ (при сбросе или набросе 100% полной мощности); тогда ее можно называть предельной и обозначать $\beta_{пр}$ или β_{100}. При меньших ΔN можно употреблять обозначения β_{50}, β_{25} и т. д., где индексы указывают процентную долю изменения мощности.

При полном закрытии или открытии и время регулирования является полным. Следует заметить, что под последним понимаются две разные величины. Именно в (15-7) входит время T закрывания турбины от предельного открытия до открытия холостого хода (или наоборот), а в *параметрах регулятора* часто указывается время $T_п$ закрывания до полного закрытия направителя (или наоборот). Очевидно, отношение первого времени ко второму меньше единицы, оно около 80—90% у турбин радиально-осевых и ковшевых и около 70% — у крыловых [Л. 229]. Наконец, при частичном изменении нагрузки частичное время регулирования обычно меньше и первого и второго.

В первом приближении частичное время должно было бы являться долей первого полного времени, пропорциональной отношению $\Delta N:N$. Так раньше часто и считали. В действительности скорость движения сервомотора при малых изменениях нагрузки меньше, чем при полном закрытии, вследствие чего время регулирования непропорционально названному отношению и могут быть случаи, когда время частичного регулирования даже больше времени полного.

Вывод формулы (15-7) прост, но она очень неточна, так как основана на слишком грубых предположениях. При выводе момент сопротивления принят не зависящим от оборотности, что соблюдается лишь в редких случаях, например при нагрузке механическим тормозом (§ 11-2). Далее, и крутящий момент турбин принят не зависящим от оборотности, что противоречит свойствам любой турбины (§ 11-4). Наконец, предположение линейной зависимости момента при постоянной оборотности от времени достаточно произвольно. Можно произвольно предполагать такую зависимость от времени как момента, так и мощности или расхода, или открытия. В действительности, наверное, ни одна из таких зависимостей не соблюдается.

Формуле (15-7) мог быть поставлен и такой упрек: по ней при $T=\infty$ получается и $n_{кон}=\infty$, тогда как в действительности турбина, лишенная регулирования, принимает разгонную оборотность, не так сильно отличающуюся от первоначальной (§ 11-4).

Уточнение формулы (15-7) временной оборотности посредством учета турбинных и генераторных характеристик встречает большие трудности, которые до сих пор еще не преодолены. Неточность же ее стремятся уменьшить, вводя в нее некоторый поправочный на характеристику турбины коэффициент c.

Так как эта формула, с одной стороны, для своего непосредственного применения недостоверна, а с другой — она тем не менее довольно часто используется при введении в нее разных поправочных, уточняющих ее множителей, мы будем вычисляемую по ней неравномерность называть условной и обозначать $\beta_у$. Итак,

$$\beta_у=\frac{182\Delta N\cdot T}{GD^2n_н^2}. \qquad (15\text{-}13)$$

Тогда вероятная неравномерность, уточненная множителем c, будет:

$$\beta=\beta_уc. \qquad (15\text{-}14)$$

15-2. ХОД РЕГУЛИРОВАНИЯ НА МОМЕНТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Колебания оборотности за время регулирования удобно прослеживать или по времени на характеристике n, a, $N=f(t)$, как это сделано на рис. 14-13, или по моменту на валу турбины, изображаемому характеристиками $M=f(n)$ при разных открытиях, т. е. по существу топограммой $a=f(n, M)$ с изолиниями открытия.

На рис. 15-1,*а* дана схема постепенного изменения режима турбины после неполного сброса нагрузки при изодромном регулировании и при предположениях § 15-1: независимость моментов крутящего и сопротивления от оборотности. При некоторой нагрузке и нормальной оборотности n_0 турбина работает в режиме точки I, где совпадают горизонтальные линии полного момента сопротивления $M_{сI}$ и крутящего момента турбины $M_{крI}$ при некотором открытии a_I. Если новая нагрузка соответствует точке II, где опять имеется равенство $M_{сII}=M_{крII}$, то турбина разгоняется. Регулятор ее постепенно прикрывает, ее режим передвигается на графике вправо в соответствии с оборотностью и вниз в соответствии с уменьшением открытия и с пере-

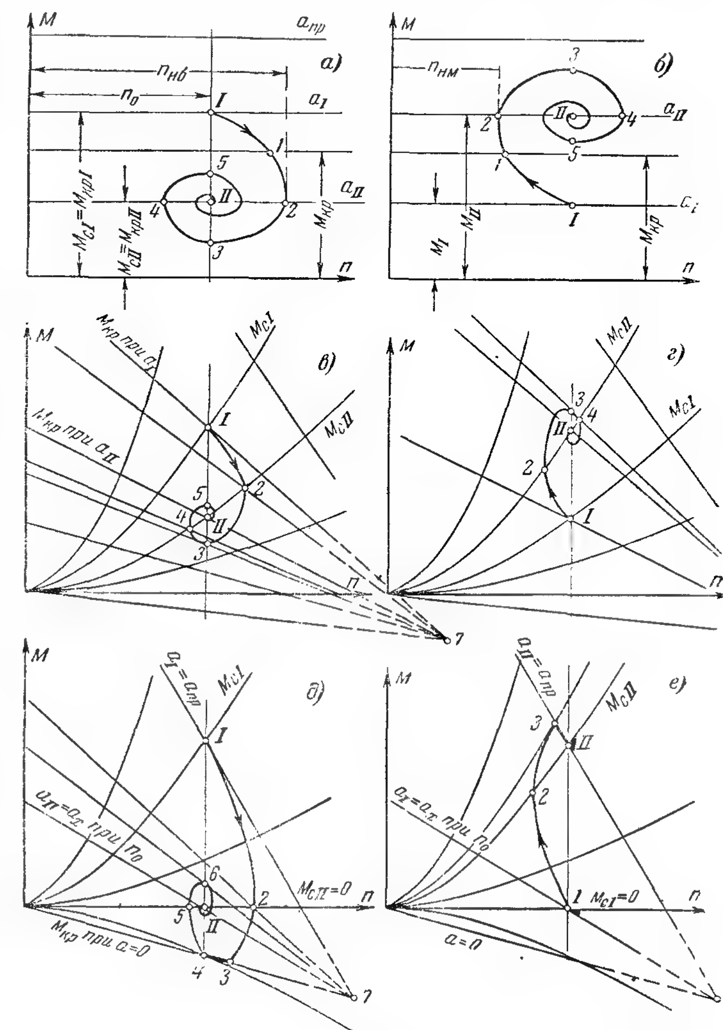


Рис. 15-1. Ход регулирования в поле моментной характеристики.

ходом на линии меньших $M_{кр}$. Разгон прекращается при $n_{нб}$ в точке *2*, лежащей на линии M_{cII}, притом несколько правее или левее в зависимости от махового момента и скорости закрывания. Именно точке *2* и соответствует понятие временной неравномерности.

Оборотность в точке *2* больше нормальной; закрывание продолжается; $M_{кр}$ становится меньше M_{cII}, оборотность снижается. Поэтому режимная линия в точке *2* имеет вертикальную касательную. Горизонтальную касательную она будет иметь в точке *3*, когда оборотность временно совпадет с нормальной, после чего она, продолжая падать, заставит регулятор перейти на открывание турбины.

При незатухающих колебаниях режимная точка вращалась бы вокруг окончательного режима *II* по какому-то контуру; при затухающих колебаниях она приближается к *II* по спирали, обычно лишь с одним большим отклонением вправо и вторым, меньшим — влево.

На рис. 15-1,*б* дана аналогичная схема для неполного наброса.

В действительности крутящие моменты турбины при постоянном открытии падают с оборотностью — на рис. 15-1,*в* по наклонным вправо, обычно выпуклым вверх кривым. Здесь они условно изображены пересекающимися в точке *7*. Что касается моментов сопротивления, то они в большинстве случаев растут с оборотностью.

Генератор развивает напряжение (при отсутствии регулятора последнего), пропорциональное оборотности; тока пропорциональна напряжению, т. е. опять оборотности; мощность при омической (осветительной, электрохимической) нагрузке пропорциональна и напряжению и силе тока, т. е. квадрату оборотности; момент пропорционален оборотности. Отсюда следует, что линии M_c прямые и исходят из начала координат.

Моменты электродвигателей в сети определяются моментами их рабочих машин, а эти моменты разнообразны. Так, у центробежных насосов и турбокомпрессоров необходимые для их привода моменты пропорциональны квадрату оборотности. У некоторых машин (например, поршневых насосов и компрессоров) моменты не зависят от оборотности (горизонтальные прямые).

Сеть питает разнообразных потребителей, и ее общие моменты сопротивления на валу турбины могут быть приняты в виде несколько изогнутых, исходящих из начала координат параболовидных кривых (рис. 15-1,*в*), каждой из которых соответствует некоторый коэффициент нагрузки, пропорциональный мощности, потребляемой при нормальной оборотности.

Разгон турбины зависит от разности моментов крутящего и сопротивления; чем она больше, тем больше и разгон. При выводе условной неравномерности эта разность предполагалась не зависит от числа оборотов. В действительности (рис. 15-1,*в*) с увеличением скорости момент крутящий падает, момент сопротивления растет, их разность уменьшается. Она уменьшается и после наброса нагрузки (рис. 15-1,*г*). Следовательно, условная формула преувеличивает временную неравномерность и для своего уточнения требует в соответствии с (15-14) поправочного множителя c, меньшего единицы и рассматриваемого в § 15-4.

15-3. ПЕРЕЗАКРЫТИЕ ТУРБИНЫ

Чтобы турбина даже без нагрузки давала нормальную оборотность, ей надо дать некоторое небольшое открытие холостого хода a (рис. 15-1,*д*). При меньшем открытии она или будет давать меньшую оборотность, или для поддержания нормальной оборотности ее надо вращать извне, не получая от нее мощности, а вводя в нее последнюю. Такие режимы можно назвать режимами перезакрытия турбины. При них мощность и к. п. д. турбины отрицательны, а вносимая в турбину энергия растрачивается на потери при перегоне воды с верхнего бьефа на нижний.

Нулевой нагрузке турбины соответствует нулевой момент — ось абсцисс; ей же соответствует нулевой момент, развиваемый турбиной на холостом ходу. Однако синхронный генератор, включенный в сеть, продолжает вращаться с оборотностью, соответствующей частоте сети (в режиме синхронного компенсатора по § 18-11). Это принуждена делать и турбина, хотя бы ее открытие и было меньше соответствующего холостому ходу. Тогда рабочее колесо является потребителем энергии; линии его отрицательных крутящих моментов, т. е. моментов сопротивления, располагаются под осью абсцисс, являясь продолжениями тех же линий над осью. Соответствующая нужная для вращения колеса мощность затрачивается сетью; линии ее отрицательных моментов сопротивления, т. е. теперь крутящих моментов, располагаются тоже под осью абсцисс, исходя в виде парабол по-прежнему из начала координат.

Расположение линий крутящих моментов турбины под осью абсцисс изучено недостаточно. Известно, что на вращение в воде колеса радиально-осевой турбины Волховской станции ($n_б=427$) при закрытом направителе и нормальной оборотности надо затрачивать мощность, равную 46,5% ее номинальной; у турбины Р123 Днепровской станции ($n_б=300$) это отношение равно 17,5%.

При полной разгрузке турбины, т. е. при необходимости для режима перейти из *I* в *II* (рис. 15-1,*д*), турбина принуждена перезакрыться. Наибольшая оборотность и вертикальная касательная соответствуют точке *2* на оси абсцисс $M_{кр}$. Если линия $M_{кр}$ при $a=0$ лежит высоко, т. е. близка к оси абсцисс, или же мал маховой момент, или велико время регулирования T, то режимная линия может упереться в названную линию в точке *3*; тогда режимная точка будет двигаться по ней, начиная с точки *3*, влево, пока оборотность не спадет в точке *4* до нормальной и не начнется открывание.

Итак, при полной разгрузке реактивная турбина неизбежно временно получает открытие, меньшее холостого, и, следовательно, быстро себя тормозит, находясь в режиме, который можно назвать растратным. Такие режимы при рассмотрении процесса регулирования учитываются очень редко (например, в [Л. 171]).

При набросе нагрузки от нуля (от холостого хода) до полной мощности режим должен перейти из *I* в *II* (рис. 15-1,*е*). В точке *3* при предельном открытии турбина имеет оборотность, меньшую нормальной, и мощность, бо́льшую предельной при нормальной оборотности, но увеличивать ее открытие за предельное регулятор не в состоянии и режим дойти до точки *II* не может. Вывести турбину из этого устойчивого, но нежелательного режима в точке *3* может лишь последующее случайное уменьшение нагрузки со стороны сети.

При остаточной неравномерности схемы остаются почти прежними, лишь режимы *II* смещаются на рис. 15-1, *а*, *в* и *д* несколько вправо, а на рис. 15-1, *б*, *г* и *е* — влево.

15-4. УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ВРЕМЕННОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

Первые предложения по уточнению условной формулы (15-7) были сделаны Уайтом [Л. 134] и Егиазаровым (например, [Л.71]). Они основывались на следующем. Оборотные характеристики при постоянном напоре на рис. 11-13 показывают, что одни типы турбин при повышении оборотности увеличивают

свою мощность, другие по-разному ее уменьшают. Первым соответствует и большее отношение холостой оборотности n_x к нормальной n и, очевидно, бо́льшая временна́я неравномерность. Это и учитывают предлагаемые выражения для поправочного коэффициента c, вводимого в (15-14).

По Уайту этот множитель

$$c=\frac{1}{1+\dfrac{\beta_y}{\dfrac{n_x}{n}-1}}, \qquad (15\text{-}15)$$

где n_x и n — оборотности холостого хода и нормальная. Их отношение (1,6 — 2,6) уже указывалось в § 11-6; замечаем, что оно приблизительно равно $1:\sqrt{k}$ (§ 11-5).

По Егиазарову такая поправка проще, а именно:

$$c=\frac{n_x}{2n}. \qquad (15\text{-}16)$$

Его множитель c колеблется между 0,8 и 1,3; он растет с быстроходностью. Вводится он лишь при сбросе нагрузки, так как в левой части (рис. 11-13) оборотные характеристики мощности не указывают на ее повышение.

ЛМЗ применяет поправку [Л. 229]

$$c=\frac{1}{1\pm 0{,}5\beta_y}, \qquad (15\text{-}17)$$

где плюс соответствует сбросу, а минус — набросу. Таким образом, в первом случае уточненная оборотность больше условной, во втором — меньше.

Тогда ЛМЗ вычисляет временную неравномерность при сбросе как

$$\beta=\frac{182\Delta N\cdot T}{GD^2n^2(1+0{,}5\beta)} \qquad (15\text{-}18)$$

и при набросе как

$$\beta=\frac{182\Delta N\cdot T}{GD^2n^2(1-0{,}5\beta)}. \qquad (15\text{-}19)$$

Формулы могут быть преобразованы и в явную для β форму.

Иванов аналитически вывел [Л. 83] выражения, заменяющие условную формулу (15-7) и справедливые при сделанных им предположениях, которые таковы. Первое: при регулировании турбины ее крутящий момент, соответствующий нормальной оборотности, изменяется линейно со временем. Второе: нагрузка турбины падает от полной до нуля. Третье: у турбин тихоходных (радиально-осевой и ковшевой) линии их моментов $M=f(n)$ на оборотной характеристике сходятся в одной точке на абсциссе n_x (рис. 15-2,*а*); у винтовой турбины эти линии параллельны; значение n_x берется по моменту наибольшего открытия (рис. 15-2,*б*).

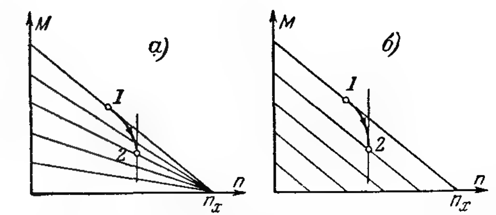


Рис. 15-2. Условные моментные характеристики по Иванову.

Тогда для первых двух турбин его выражение

$$\beta=\alpha\left(1-e^{-\frac{\beta_y}{\alpha}}\right); \qquad (15\text{-}20)$$

для третьей

$$\beta=\alpha\left(1+\frac{\dfrac{\beta_y}{\alpha}}{1-e^{-\frac{\beta_y}{\alpha}}}\right), \qquad (15\text{-}21)$$

где α есть $\dfrac{n_x-n}{n}\approx\left(\dfrac{1}{\sqrt{k}}-1\right)$ (§ 11-5).

Для быстроходной радиально-осевой турбины линии моментов комбинируют направления, указанные на рис. 15,2, *а* и *б*; для нее выводится третья аналогичная, но несколько более сложная формула. Что касается поворотнолопастных турбин, то формула (15-21) относится и к ним, так как их лопасти в течение времени регулирования еще не успевают изменить разворота.

15-5. УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ВРЕМЕННОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ

Если турбина получает воду из напорного трубопровода и происходит ее закрытие, то вода в нем постепенно останавливается и ее давление повышается — происходит положительный гидравлический удар (§ 14-16). При открытии турбины давление перед нею понижается и удар является отрицательным. Следовательно, турбина во время регулирования после сброса или наброса нагрузки работает под бо́льшим на $+\Delta H$ или меньшим на $-\Delta H$ напором против начального H. Изменению напора турбины соответствуют изменения и ее крутящего момента и мощности. Следовательно, прирост или падение ее оборотности будет больше, чем без удара, т. е. при постоянном напоре. В связи с этим формула для определения временной неравномерности (15-13) нуждается в исправлении путем введения коэффициента c, учитывающего характеристику турбины и коэффициента f, учитывающего влияние удара. Тогда временная неравномерность будет определяться так:

$$\beta=\beta_y cf. \qquad (15\text{-}22)$$

Если предположить, что турбина при изменении напора работает в подобных режимах, т. е. ее оборотность и расход пропорциональны корню из напора (§ 4-1), то развиваемая ею мощность пропорциональна новому постоянному напору в степени $^3/_2$. Это приводит к поправке Уайта:

$$f=\left(1\pm\frac{\Delta H}{H}\right)^{3/2}. \qquad (15\text{-}23)$$

Если сделать иное предположение, а именно, что турбина при изменении напора меняет свою мощность так, как она меняла бы ее при сохранении прежней своей оборотности, то из напорной характеристики (рис. 11-11) можно вывести поправку Егиазарова:

$$f=1\pm\frac{\Delta H}{H-kH_0}, \qquad (15\text{-}24)$$

где H — первоначальный напор;
H_0 — оптимальный напор турбины;
k — напорное отношение (§ 11-5).

В действительности ни то, ни другое предположение несправедливо. Кроме того, обе формулы предполагают постоянство в течение времени регулирования повышения напора ΔH от удара и знание этого повышения или какого-то осредненного, действующего его значения. На самом деле это повышение напора в течение времени регулирования быстро и сильно меняется, вычисление его переменных значений очень сложно, а осреднение его может быть только очень условным.

По данным ЛМЗ поправка f определяется по особому графику [Л. 228] в зависимости от характеристики (или коэффициента) трубопровода:

$$\sigma=\frac{\Sigma Lv}{gHT}, \qquad (15\text{-}25)$$

где L и v — длины отдельных участков трубопровода и первоначальные скорости на них;
H — напор турбины до удара;
T — время полного закрытия турбины (до нулевого открытия).

В состав участков трубопровода входят по особому расчету и спиральная камера и отсасывающая труба. График мы приблизительно заменяем выражением

$$f=1+1{,}25\sigma; \qquad (15\text{-}26)$$

он применим лишь при $\beta\leqslant 0{,}5$ и $\frac{\Delta H}{H}\leqslant 0{,}6$.

При наличии холостого выпуска (и, конечно, при сбросе, так как при набросе выпуск не работает) $f=1{,}0\div 1{,}15$. При сбросе до нуля 75-процентной мощности берется лишь $65\%\ f$, при 50-процентной—45%, при 25-процентной—25%.

Существует ряд других предложений [Л. 72] по уточнению при ударе самой формулы неравномерности или поправки к условной формуле. Остановимся только на позднейших советских исследованиях.

Мостков рекомендовал [Л. 165] поправку на удар выражать так:

$$f=1+\frac{\Delta H}{H(1-k)}\cdot\frac{1}{1+\frac{1+\rho}{\rho}\cdot\frac{\Delta H}{H}}, \qquad (15\text{-}27)$$

где ΔH — предельная величина удара;
ρ — постоянная трубопровода (иногда называемая и его характеристикой), а именно:

$$\rho=\frac{av}{2gH}, \qquad (15\text{-}28)$$

где v — начальная скорость воды в трубопроводе;
a — скорость ударной волны.

Башкиров [Л. 18 и 19] указал, что при достаточно длинных трубопроводах отрицательный удар (понижение напора) после наброса затягивается на время, значительно большее, чем время регулирования T, так как пока волна давления не пройдет вперед и назад по трубопроводу, давление, напор, расход и мощность не повышаются значительно, хотя бы время T и истекло. Он поставил коэффициент f в зависимость от постоянной и от отношения $\frac{T}{t}$, где t — продолжительность фазы удара, т. е. пробега волной двойной длины трубопровода. Путем графического изображения результатов многочисленных подсчетов, произведенных способом конечных разностей, он построил статистические кривые зависимостей f от этих двух величин; оказалось, что значения этого коэффициента для наброса значительно больше, чем для сброса.

Иванов [Л. 83] изучил ряд эпюр ударного давления, заснятых на советских гидростанциях, и пришел к заключению, что их можно обобщить в такой форме. Напор при сбросе поднимается в течение времени k_1T линейно до предельного значения $H+\Delta H$ и таким остается остальное время $(1-k_1)T$. Тогда можно вывести поправочный коэффициент в виде:

$$f=1+\frac{\Delta H}{H}\cdot\frac{\alpha+0{,}5}{\alpha}(1-k_1+0{,}33k_1^2). \qquad (15\text{-}29)$$

Здесь $\alpha=(n_x-n):n=(1-\sqrt{k_1}):\sqrt{k_1}$ (§ 11-5). У ряда испытанных турбин $k_1=0{,}2\div 0{,}4$. Тогда неравномерность при ударе подсчитывается по одной из его трех формул с дополнительным введением в них множителя f; две из этих формул приведены выше в виде (15-20) и (15-21).

Третья его формула с такой поправкой была им проверена на опытной установке (§ 15-9) с турбиной быстроходностью 300 при полном сбросе тормозной нагрузки. При этом $\Delta H:H$ доходило до 0,76, а β — до 0,68. Совпадение опыта с формулой оказалось хорошим.

Кривченко предложил [Л. 132 и 133] новый способ расчета временной неравномерности при ударе. Он рассуждает так. Во время регулирования турбина пропускает через себя некоторый объем воды. Если бы удара не было, то эта вода отдала бы турбине энергию, которая может быть подсчитана по напору до удара и по среднему к. п. д. турбины за время регулирования. Однако протекавшая по трубопроводу вода имела энергию $\frac{Mv^2}{2}$ *кг*, где M — масса этой воды, подсчитываемая по объему и длине трубопровода, а v — начальная в нем скорость. Эта энергия тратится в доле $(1-e)$ на деформацию воды, оставшейся в трубопроводе, и его стенок при повышении в нем давления. Остальная ее часть увеличивает энергию воды, поступающей в турбину. Доля η этой энергии воспринимается турбиной. Тогда Кривченко получает для сброса

$$\beta=\beta_y c+\frac{Mv^2}{2}e\eta\frac{3{,}6}{GD^2n^2}. \qquad (15\text{-}30)$$

По его данным при T, значительно большем, чем Θ — длительность фазы удара, т. е. времени пробега волной удара двойной длины трубопровода, значение e близко к единице; при $T=\Theta=1$, $e\approx 0{,}67$. Для неравномерности при набросе он получает значительно более сложную формулу. Его данные в общем показывают, что неравномерность при сбросе меньше, чем дают поправки c и f Уайта и Егиазарова, а при набросе — значительно больше. В последнем отношении выводы его и Башкирова совпадают.

И Кривченко и Башкиров в своих рассуждениях предполагают, что момент сопротивления генератора во время регулирования постоянен.

В конце концов можно прийти к заключению, что все предложенные формулы для определения временной неравномерности основаны на ряде допущений, которые соблюдаются с меньшими или бо́льшими, но вообще неопределенными отклонениями.

Тогда при желании сколько-нибудь точно определить неравномерность с устранением хотя бы части неточных предположений посредством использования характеристик (для учета свойства турбин) и расчета удара следует прибегать к способу конечных разностей — замене интегрирования бесконечно малых приращений суммированием приращений конечных, но достаточно малых.

Для этого время регулирования разбивается на малые равные отрезки. При учете удара их удобно принимать равными продолжительности полуфазы удара. Ряд переменных величин принимается в течение отрезка постоянным, что позволяет определить изменение за это время одной из переменных, а затем и зависящих от нее остальных, что и используется для последующего отрезка. Вычисления могут производиться аналитически и выражаться постепенно наращиваемой таблицей или графически, что дает эпюру наращиваемых линий. Последнее вообще предпочтительнее, так как легче выявляются случайные ошибки, ибо они нарушают плавность получаемых кривых, что и бросается немедленно в глаза. Пример построения таблицы численного определения неравномерности при ударе см. [Л. 162 и 164]; примеры такого же графического построения и при ударе и без него по способу Гурбича см. [Л. 60 и 61].

Способ трудоемок; он точен постольку, поскольку мелки отрезки и точны используемые при нем предположения, полностью избежать которых невозможно.

Общую теорию гидравлического удара, которую дал впервые в 1901 г. Н. Е. Жуковский, и соответствующие расчеты применительно к регулированию турбин см. в [Л. 141, 166, 264 и 77] и особенно общие и подробно в [Л. 213 и 229].

15-6. РЕЖИМ ИЗМЕНЕНИЯ ОТКРЫТИЯ

На ход регулирования и его результаты большое влияние оказывает характер изменения открытия по времени в процессе регулирования: открытие может изменяться сперва быстро, затем медленно или, наоборот, с разнообразной скоростью.

Здесь могут делаться самые различные предположения: открытие пропорционально времени; открытие изменяется так, что пропорциональными времени оказываются (при постоянном напоре) или расход, или момент, или мощность и т. д. Ни одно из них полностью не осуществляется; если оно и осуществляется на одной части пути поршня сервомотора, то оно нарушается на другой.

Мы в свое время обратили внимание [Л. 260, 262 и 263] на то, что произведенные как нами, так и другими исследования работы регуляторов на гидростанциях указывают на несоблюдение регуляторов пропорциональности между временем и изменением открытия; иначе говоря, скорость изменения открытия во время регулирования переменна. Кроме того, никак нельзя считать, что при изменении нагрузки лишь на какую-то долю полной и время регулирования падает до такой же доли полного; обычно оно больше, чем дает такой расчет.

В самом деле, скорость изменения открытия зависит от множества разнообразных влияний, зависящих от свойств регулятора, турбины, трубопровода, генератора, сети и от изменения этих свойств от режима к режиму. Маятник опаздывает давать распоряжение золотнику; это опоздание примерно не зависит от изменения нагрузки; большее и меньшее времена регулирования оно искажает на разные доли. Окна золотника при разнообразных перекрышах и изменениях оборотности открываются по-разному. Это вводит разные сопротивления в перетоке масла и меняет как давления в сервомоторе, так и его усилия. Он должен преодолевать и зависящие от ускорений силы инерции передвигаемых масс и усилия от давления воды на органы направителя, зависящие от величины открытия. Кинематическая связь между сервомотором и этими органами у разных турбин разнообразна, а у одной и той же турбины меняется с открытием и т. д.

Одно время признавалось особо опасным изменение открытия a с некоторого малого значения до нуля. Предполагалось, что время регулирования T пропорционально изменению открытия. При сбросе малой мощности до нуля открытие a и время T малы. За это время волна давления не успевает пробежать вперед и назад по трубопроводу и снизить давление большого прямого удара. Тогда получалось по расчету большое, опасное для трубопровода повышение давления ΔH (точка m на рис. 15-3). В действительности у существующих регуляторов время T не пропорционально a, соответствующее время T' при сбросе малой нагрузки не так мало и удар не так велик. Если же оно и мало, то возможно ввести в регулятор некоторые, часто простые изменения, чтобы это время увеличить. Радикальным средством для замедления скорости поршня серво-

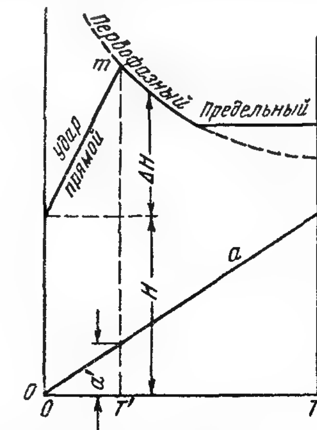


Рис. 15-3. Прямой гидравлический удар при сбросе малой нагрузки в предположении пропорциональности времени регулирования изменению открытия.

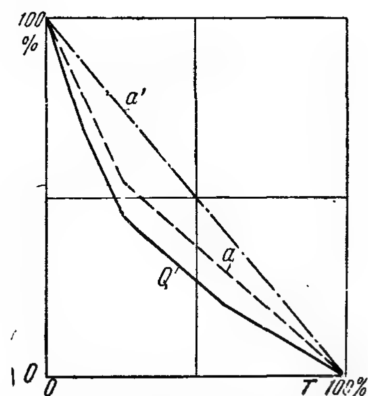


Рис. 15-4. Изменения открытия и расхода по „совершенному" закону.

мотора вблизи полного закрытия является надставка сервомоторного цилиндра с одного из его торцов цилиндром малого диаметра. Шток поршня перед полным закрытием вдвигается в этот цилиндр, и они оба работают, как замедляющий движение, конечно снабженный дроссельным устройством, катаракт (§ 14-9).

Кривченко рассмотрел [Л. 133] вопрос о том, в каком порядке следует изменять открытие в течение заданного времени, чтобы удар был возможно меньшим. Он пришел к заключению, что для этого надо изменять его скачками в конце каждой фазы удара. Такой «идеальный» закон изменения открытия осуществить невозможно, но можно к нему приблизиться, разработав некоторый близкий к нему «совершенный» закон с плавно меняющейся скоростью изменения открытия. На рис. 15-4 показан для некоторого числового примера такой закон закрытия $a=f(t)$ в течение времени T по ломаной или кривой линии. Тогда расход меняется по линии Q и значения удара становятся малыми. Линии получают тем бо́льшую вогнутость, чем меньше напор. Линия a' указывает линейный закон закрытия.

В общем зависимость $T=f\left(\frac{\Delta N}{N}\right)$ времени регулирования от доли сбрасываемой до нуля нагрузки изображается грубо рис. 15-5, где линия I соответствует закону закрытия, линейному по сбрасываемой мощности, а линии II—IV — законам, наблюденным на разных гидростанциях.

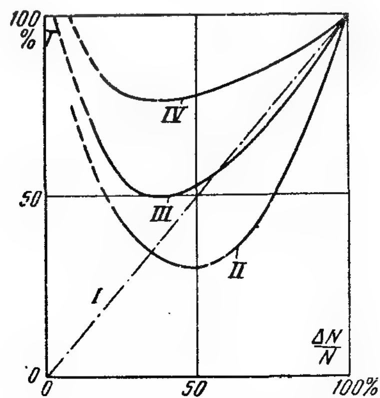


Рис. 15-5. Время закрытия в зависимости от доли сбрасываемой нагрузки.

Характеристики в виде линий на рис. 15-4 и 15-5 могут изменяться и передвигаться разными мерами, например изменением перекрыш у золотников, сменой дроссельных шайб на ведущих к сервомотору маслопроводах и т. п.

Такая настройка регулятора на местные условия производится на заводе, а дополнительно и на гидростанции. При настройке налаживается работа изодрома иглой на катаракте и с помощью диафрагм или ограничителей ходов золотника в обе стороны может устанавливаться требуемое время закрытия и открытия турбины, которое может быть разным.

15-7. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА АГРЕГАТОВ В ТЕЧЕНИЕ ВРЕМЕНИ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Два синхронно работающих агрегатов при изменении их общей нагрузки изменяют вообще по-разному свои открытие и мощность, но в любой момент имеют общую оборотность. Взаимную связь переменных величин удобно прослеживать по предложенным нами [Л. 274] характеристикам $n=f(N)$. При таком рассмотрении выясняются влияния на эту связь разных у двух агрегатов маховых моментов, разных времен регулирования и разных остаточных неравномерностей.

Пусть параллельно работают два гидроагрегата, совершенно одинаковых и с одинаковыми характеристиками регулирования AB их турбин (рис. 15-6,*а*). Каждая турбина несет нагрузку, равную 0,5 $N_н$, и работает в точке C. Общая нагрузка падает до $N_к$; тогда по окончании процесса регулирования их общей режимной точкой будет D, а процесс регулирования изобразится линией с наибольшей оборотностью над точкой D и с наименьшей мощностью при пересечении характеристики этой линией.

Теперь пусть у турбины I время регулирования меньше, чем у II. Тогда линии $n=f(N)$ у них разойдутся, так как у турбины I открытие и мощность уменьшаются быстрее, чем у II. Получаются две линии регулирования, причем вследствие синхронизма генераторов одновременные режимы изображаются точками этих кривых с одинаковыми оборотностями. Наибольшая оборотность достигается при разных нагрузках одновременно и именно тогда, когда средняя нагрузка обеих подравнивается половине новой общей нагрузки.

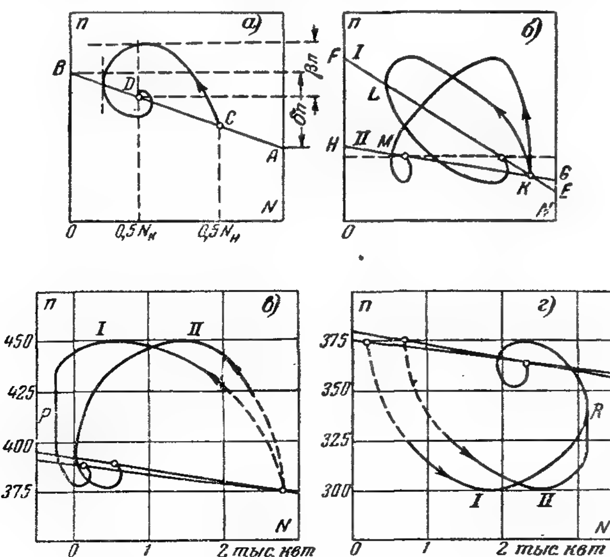


Рис. 15-6. Параллельная работа турбин в течение времени регулирования.

Если обе турбины имеют раздельные трубопроводы, то гидравлический удар у турбины с быстрым закрытием больше, чем у другой. Или, иначе: если для одного трубопровода удар опаснее, чем для другого, то его турбина должна иметь большее время регулирования.

Пусть эти два агрегата имеют равное время регулирования, но разные маховые моменты. При одинаковом законе закрытия они будут развивать в любой момент не только одинаковые оборотности, но и одинаковые мощности, т. е. у них будет общая переходная кривая. Однако турбина с большим маховым моментом будет на разгон ротора тратить бо́льшую долю своей энергии, чем вторая, т. е. сеть это время будет питаться преимущественно вторым агрегатом и сила тока его генератора будет большей.

Теперь пусть у турбины I время регулирования меньше, а характеристика регулирования (EF) круче, чем у II (GH, рис. 15-6,б). Крутая характеристика соответствует базисной гидростанции (например, низконапорной с малым водохранилищем, работающей на бытовом расходе реки), пологая — пиковой (например, высоконапорной с большим водохранилищем и с трубопроводом). Вторая турбина должна брать длительные пики, так как она может сберегать воду, но ей вреден гидравлический удар: первая же не боится удара, но длительное увеличение нагрузки для нее вредно, так как может упасть напор.

При большом времени регулирования вторая турбина и закрывается и открывается медленно, что снижает удар, а при пологой характеристике она берет длительные пики. Первая быстро изменяет открытие, не боясь удара, и мало меняет свою окончательную нагрузку. То и другое соответствует требованиям обеих станций. Так, на рис. 15-6,*б* режим M наименьшего открытия у турбины II наступает позже, чем такой же режим L у турбины I. Различие маховых моментов у обоих агрегатов для указанных режимов значения не имеет.

На рис. 15-6,*в* и *г* даны характеристики, заснятые у двух одинаковых параллельно работающих натурных турбин. Остаточные неравномерности у них были почти одинаковыми (3—4%), а времена регулирования расходились: у турбины I оно было около 7 *сек*, у турбины II—10—20 *сек*. Вертикальная линия P соответствует полному закрытию направителя, т. е. линии *3-4* на рис. 15-1,*д*, такая же линия R—линии *3Ш-II* на рис. 15-1,*е*.

15-8. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ ПО РАСЧЕТУ ВРЕМЕННОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ И МАХОВОГО МОМЕНТА

Все изложенное о существе временной неравномерности и хода турбины и о приемах расчета или ее, или необходимого гидроагрегату махового момента позволило нам сделать [Л. 274] такие выводы.

Расчет неравномерности по условной или уточненным формулам является не только более или менее неточным, но и фиктивным, т. е. не соответствующим условиям работы турбин на сколько-нибудь крупных гидростанциях. Последние являются теперь составными частями целого куста станций, работающих на общую сеть. Общее внезапное изменение нагрузки всей сети этого куста может составлять лишь небольшую долю общей его мощности.

Относительно небольшое изменение нагрузки само собой распределяется между всеми вращающимися в системе машинами, обладающими массами как известными у агрегатов станций, так и неизвестными у моторов сети. Поэтому изменение оборотности всех параллельно работающих синхронных агрегатов за время регулирования ничтожно (доли процента). Следовательно, ничтожны и влияние оборотности на режим турбины, учитываемое по ее характеристике, и сама временная неравномерность; точность ее определения поэтому неважна.

Конечно, введение в состав куста новой гидростанции или агрегата увеличивает мощность куста и покрывает дополнительную мощность сети, с чем растет и возможное колебание этой мощности, а именно с последствиями такого колебания и борются маховые массы. Следовательно, новый агрегат должен внести в куст дополнительную ее долю, чтобы соотношение между ними и новой мощностью осталось по-прежнему достаточным.

Практика постройки и эксплуатации гидростанций установила, что в сети не бывает аварий и даже не замечается неполадок, если гидроагрегаты без длинных трубопроводов обладают такими маховыми моментами, при которых определенная по грубым подсчетам, например по условной формуле, временная неравномерность не превышает каких-то условных значений, например 0,3—0,4.

Эти значения определяются лишь суммарным опытом эксплуатации гидростанций и повышаются со временем по мере создания уверенности, что введение агрегатов с повышенным значением неравномерности, т. е. пониженным маховым моментом, не создает в системе затруднений.

С течением времени эта уверенность растет, и чем новее станция, тем вообще бо́льшая неравномерность в ней допускается. Если в 1920-х годах она в Советском Союзе принималась равной 0,07—0,15, то в 1930-х ее брали 0,15—0,25, а с 1940-х — еще большей.

В 1958 г. Временная комисия Государственного научно-технического совета СМ СССР по турбинному оборудованию гидроэлектростанций пришла к заключению, что при работе станции в мощную энергосистему и при отсутствии каких-либо особых условий величина временной неравномерности не имеет существенного значения; поэтому надо считать возможным отказаться от ограничения максимальных значений такой неравномерности; это значение должно в каждом конкретном случае проектирования гидростан-

ции устанавливаться по согласованию с поставщиками турбин и генераторов.

Эта рекомендация, очевидно, ведет и к снижению махового момента генератора, т. е. к его облегчению, удешевлению.

Фиктивность расчета неравномерности по грубым формулам несколько снижается, но все же остается и при агрегате, работающем на изолированную, не подключенную к другим агрегатам сеть. Внезапная нагрузка работающего вхолостую агрегата полной мощностью не встречается и здесь. Его полная внезапная разгрузка мыслима *лишь при* его аварийном отключении от сети, а тогда большое изменение его оборотности для сети безопасно. Однако изолированно теперь работают лишь маломощные агрегаты. Заметные колебания оборотности в их сетях не имеют такого большого значения, как в сетях крупных, а с другой стороны, и принятие для таких агрегатов несколько большей величины маховых масс *против ненадежного* расчета обходится недорого.

Из уравнений (15-18) и (15-19) с учетом (15-22) можно вывести такую более или менее точную формулу для махового момента:

$$GD^2=\frac{182NTf}{\beta n^2(1\pm 0{,}5\beta)}.$$

Но если расчет на неравномерность признать вообще фиктивным, то можно при назначении махового момента ею и не задаваться, определяя последним по так преобразованной условной формуле:

$$GD^2=\frac{182}{\beta_у}\cdot\frac{NT}{n^2}=\alpha\,\frac{NT}{n^2}. \qquad (15\text{-}31)$$

При $\beta_у=0{,}3\ldots0{,}4\ldots0{,}5$ введенный в формулу для простоты расчета множитель α получает значение $607\ldots455\ldots364$. Дальнейшее наблюдение над работающими станциями должно показать, насколько можно безопасно снижать этот коэффициент или, наоборот, надо его повышать; последнее соответствует рассмотрению Башкировым снижения оборотности при отрицательном ударе (§ 15-5); по его графикам при достаточно длинных трубопроводах приходится α сильно повышать, доводя его до 1 000.

При агрегатах с длинными трубопроводами расчеты по регулированию должны вестись по уточнению не столько остаточной неравномерности, сколько гидравлического удара, сильно зависящего не только от времени регулирования, но и от закона изменения открытия направителя. Здесь усилия должны быть направлены не на вычисления неравномерности при предположенном законе закрытия, а на определение этого закона, соответствующего допустимо малому удару, затем на такое конструирование регулятора и, наконец, на его последующую наладку, чтобы этот закон осуществлялся.

Наконец, есть указания, что при $\beta_у>0{,}35$ на ряде станций *получавшаяся вибрация* приводила к повреждению лабиринтных уплотнений и направляющих подшипников турбины.

15-9. ХОД РАЗВИТИЯ И ОПЫТНОЕ ИЗУЧЕНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ГИДРОТУРБИН

Вероятно, первым примененным в машиностроении автоматическим регулятором был регулятор питания парового котла водой, изобретенный И. И. Ползуновым в 1765 г. применительно к его паровой машине.

Англичанин Дж. Уатт стал регулировать в 1784 г. свою паровую машину на постоянство оборотности регулятором прямого действия в виде центробежного маятника. Регуляторы непрямого действия стал снабжать выключателем (сначала применительно к рулевым судовым механизмам) француз Фарко в 1870-х годах.

Первые турбины Фурнейрона и Сафонова регулировались вручную. Механические регуляторы (§ 14-4) у турбин вошли в употребление к 1890 г.

В 1890-х годах появились регуляторы с поршневыми *сервомоторами, действующие водой под напором* высоконапорных гидростанций. К 1900 г. успели внедриться (сперва в Швейцарии) и масляные сервомоторы, сначала у низконапорных турбин, а затем и у высоконапорных, так как наносы в воде портили сервомоторы. Такие регуляторы были во многом схожи с современными, будучи снабжены выключателями, изменителями оборотности, катарактами, холостыми спусками. Изодромное устройство появилось лишь после 1900 г.

Русская наука в свое время внесла большой свой вклад в разработку теории регулирования в виде трудов И. А. Вышнеградского, Н. Е. Жуковского и И. Н. Вознесенского. Современные советские достижения по расчету регулирования гидротурбин уже указаны выше.

И конструирование регуляторов и аналитическое изучение процессов регулирования вообще опередили по времени *опытное изучение этих процессов*. Большое количество формул для определения временной неравномерности было построено в отрыве от опыта, что для гидротурбостроения необычно. Опытное изучение началось в СССР не в лабораториях, а на гидростанциях [Л. 260]. К 1943 г. накопилось достаточно материала, чтобы сделать некоторые обобщения [Л. 263] и поставить под сомнение некоторые теоретические выводы.

Для лабораторного изучения временной неравномерности и влияния на нее трубопровода, уравнительного резервуара, махового момента и т. п. в 1935 г. была (по нашему проекту 1931 г. для лаборатории Высшего инженерно-строительного училища) построена [Л. 262] первая в СССР опытная установка с данными: напор турбины 4,5 *м*, ее расход 0,22 *м³/сек*, мощность 10 *л. с.*, оборотность 600. При ней: трубопровод диаметром 0,4 *м* и длиной 34 *м*, уравнительный резервуар высотой 7 *м* и *сечением 0,5 м², автоматический регулятор*, механический тормоз и три сменных маховика. Однако установка для опытов использована была недостаточно. Именно на ней производил в 1936 г. свои опыты Иванов (§ 15-4). Аналогичная, но гораздо более совершенная установка имеется в Московском энергетическом

институте. Здесь две турбины со своими генераторами могут изображать две параллельно работающие гидростанции.

Образцы новых регуляторов изучались в ВИГМ с 1935 г. на особом стенде, разработанном Несытовым [Л. 171]. На этом стенде регулированию подвергается не турбина, а асинхронный электродвигатель, который при больших (50%) скольжениях имеет характеристики $M=f(n)$, весьма схожие с характеристиками турбин. Двигатель вращает синхронный генератор с маховиком; изменение способа его возбуждения меняет форму характеристик момента сопротивления. Регулятор восстанавливает оборотность, воздействуя сервомотором на жидкостный реостат в цепи ротора электродвигателя, что подражает его воздействию на открытие турбины.

Чтобы при модельных испытаниях иметь переходные режимы подобными натурным, следует соотношение между модельным и натурным маховыми моментами определять по [Л. 61] так. При одной и той же временной неравномерности маховой момент по (15-7) пропорционален $N:n^2$. В подобных режимах N пропорционально $D^2H^{2/3}$, а n пропорционально $\sqrt{H}:D$, что и дает:

$$\frac{GD^2_м}{GD^2_н}=\left(\frac{D_м}{D_н}\right)^4\sqrt{\frac{H_м}{H_н}}. \qquad (15\text{-}32)$$

В данном руководстве обращает на себя внимание большой объем, отведенный временной неравномерности (§ 15-1—15-9). Это объясняется еще недостаточной изученностью соответствующих явлений и несовершенством наличных способов их предвидения. Вообще чем глубже изучено некоторое явление, чем оно яснее исследователю, тем общее, проще и короче оно им может быть описано и объяснено и тем точнее наперед рассчитано.

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ

ТУРБИНЫ И ДРУГИЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ ОСОБОГО НАЗНАЧЕНИЯ

16-1. ПРИЛИВНЫЕ ТУРБИНЫ

Под турбинами особого назначения разумеем турбины крупные или мелкие, предназначенные для работы в условиях, в которых не приходится работать обычным, изготовляемым по нормальной номенклатуре турбинам, и поэтому отличающиеся от обычных турбин и по конструкции, и по характеру их работы. Иногда эти условия таковы, что турбины как двигатели являются для них непригодными. Тогда более подходящими становятся гидродвигатели других видов, которые считаем полезным здесь тоже указать в интересах расширения кругозора читателя.

К особым турбинам относятся, например, приливные, предназначенные для использования энергии морских приливов [Л. 21, 22 и 23].

Как известно, уровень воды в океанах под действием сил притяжения Луны и Солнца колеблется, испытывая в каждой точке по одному подъему и по одному спуску в течение каждых 12 *ч* 25 *мин*. В зависимости от взаимного положения Луны и Солнца размер этих колебаний меняется, достигая за время лунного месяца (29 дней) 2 раза минимума (квадратура) и 2 раза максимума (сизигия), превосходящего минимум в 2 с лишним раза. Эти колебания уровня в открытом океане вызывают изменения уровня и в океанских морях и заливах, причем в зависимости от многих условий в одних заливах или морях они много меньше, чем в океанах (и иногда почти незаметны), в других — много больше. Использовать приливную энергию во втором случае, конечно, проще, чем в первом.

Разница в уровнях прилива и отлива (их амплитуда или размах) на находящихся в пределах Советского Союза побережьях Северного и Тихого океанов достигает 1,2—11,0 *м*. Запасы приливной энергии в Европейской части Советского Союза оцениваются некоторыми подсчетами в 40 млрд. *квт · ч* в год, чему соответствует мощность 18 млн. *квт*.

Использование приливной энергии сопряжено с большими капиталовложениями, которые тем меньше, чем выше амплитуда прилива и чем благоприятнее топографические условия местности. Для такого использования необходимо наличие бухт или заливов (или даже морей), которые могут быть отгорожены от океана плотинами и, таким образом, преобразованы в один или несколько бассейнов с уровнями воды в них, попеременно отличными от уровня в океане.

Предложено много схем таких бассейнов и их использования. Чем схемы сложнее, тем равномернее получается выработка энергии по времени. Простейшей из них является однобассейная, когда горло залива преграждается плотиной со встроенным в нее зданием гидростанции (рис. 16-1,*а*). В нем помещаются турбины, способные работать при протекании воды через здание как в одну, так и в другую сторону.

Уровень в океане колеблется по кривой, близкой к синусоиде (рис. 16-1,*б*). При приливе бассейн заполняется водой через турбины; между океаном и бассейном имеется некоторая разность уровней, являющаяся напором турбины. Подъем уровня в океане сперва замедляется, а затем уровень начинает падать. Напор становится таким малым, что турбина временно останавливается. Затем уровень в бассейне оказывается уже выше, чем в океане, и турбина начинает работать при обратном проходе воды через здание. На время низкого уровня в океане турбина снова останавливается и т. д.

Таким образом, за период прилива — отлива (около 12 *ч*) турбина два более коротких периода (например, по 1,5—2 *ч*) стоит и два периода работает при переменном напоре, который значительно меньше амплитуды прилива, а вблизи перерывов спускается по многим

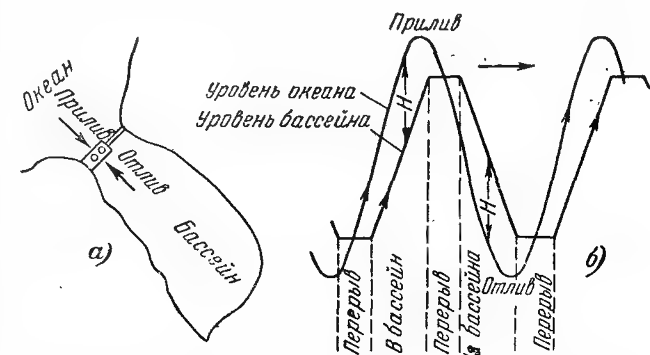


Рис. 16-1. Использование приливной энергии по однобассейной схеме.

проектам до 0,5—0,8 *м*. При двухбассейных схемах перерывы короче или совсем исчезают, минимальные напоры больше (например, 1,5 *м*). Малые переменные напоры требуют применения поворотнолопастных турбин очень крупных и малооборотных.

Большие капиталовложения и неравномерность подачи энергии препятствовали в течение многих лет строительству приливных гидростанций. Лишь тогда, когда электростанции одной страны или даже нескольких стали объединяться в мощную систему, стала выгодной их постройка. Выгодность приливных электростанций обеспечивается применением методов использования приливной энергии, разработанных советскими и французскими инженерами в последние годы (Л. Бернштейн, Р. Жибра). По разработанной методике энергия приливной электростанции вырабатывается в те часы, когда она нужна потребителю.

При этом предлагается на приливных станциях использовать еще и «насосный эффект»; при нем гидромашина должна быть способной работать и как турбина и как насос при пропуске через нее воды в любом направлении. Тогда бассейн пополняется водой из моря не только самотеком, но и подкачкой за счет лишней в эти часы энергии от общей энергосистемы других электростанций (см. рис. 16-2,*а*). При этом энергия приливной электростанции в течение суток не зависит от лунного времени. О соответствующих гидромашинах — «обратимых насосотурбинах» — см. § 16-9.

Во Франции пущена приливная станция Сен-Мало (берег Ламанша) с опытным агрегатом 9 000 *квт* (прилив здесь до 13,5 *м*). Ведется проектирование мощных станций во Франции, Англии, США, Канаде, Аргентине.

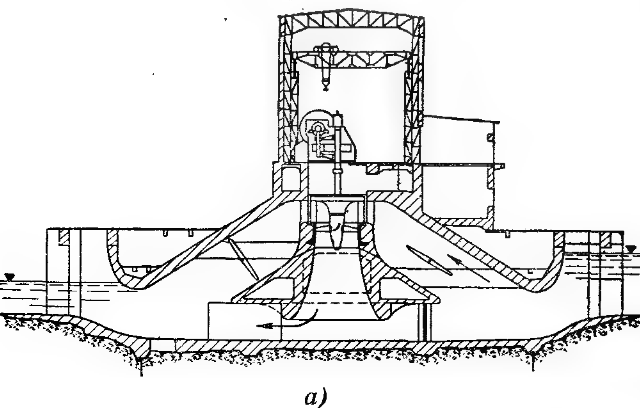
Энтузиаст приливной энергии в Советском Союзе Л. Б. Бернштейн в течение десятков лет изучал и пропагандировал освоение этой энергии. На рис. 16-2,*б* и 16-3 изображен блок для приливной электростанции по его проекту 1959 г. В проекте предусматривается применение горизонтальных агрегатов, при которых здание приливной электростанции оказывается значительно проще и может быть выполнено из наплавных блоков, изготовляемых из сборных элементов [Л. 311].

В настоящее время в Советском Союзе уже является признанной необходимость приступить к использованию приливной энергии. В соответствии с этим предполагается в первую очередь построить две приливные станции: опытную Кислогубскую (3 агрегата по 400 *квт*, прилив 4 *м*) и Лумбовскую (то же на Мурманском побережье, 380 000 *квт*, прилив до 7,2 *м*). На обеих предполагаются к установке современные обратимые насосотурбины (§ 16-9).

Способ подбора приливной турбины (одного из старых типов) см. [Л. 275].

16-2. ВОЛНОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Ветер создает в открытых водоемах волнение, которое сохраняется на некоторое время и по прекращении ветра. Оно зависит как от силы и продолжительности ветра, так и от площади водоема: чем больше площадь озера, моря, океана, тем выше волны и тем дольше они сохраняются. Энергия волнения на земном шаре огромна. Было подсчитано [Л. 55], что движущийся над Черным морем воздух передает воде на образование волн мощность, равную за средний год в среднем 3 600 000 *квт*.



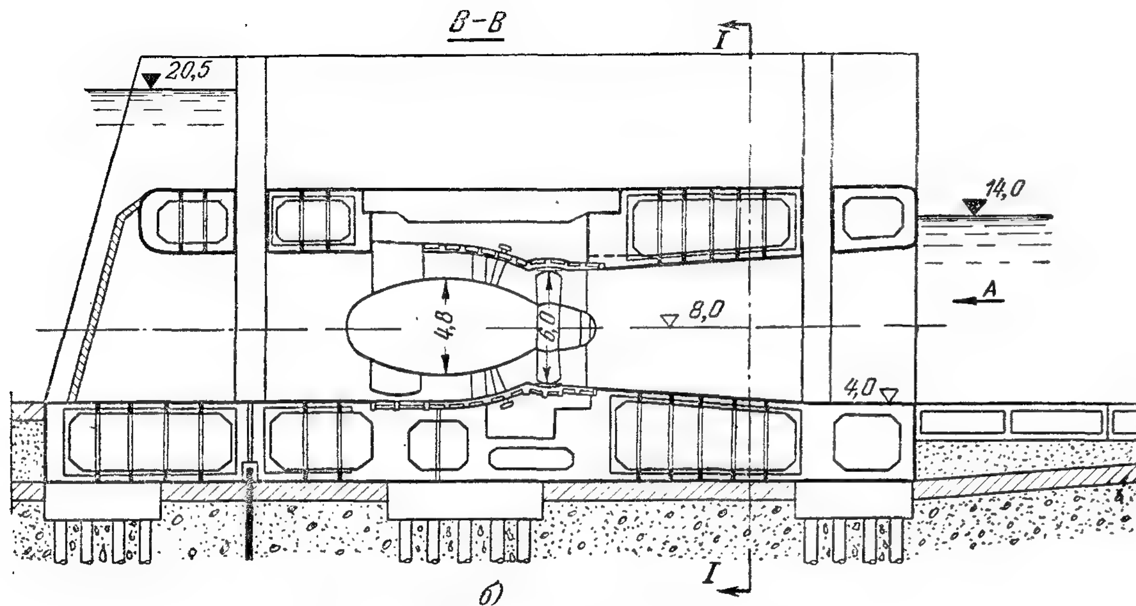


Рис. 16-2. Разрезы по блокам приливных станций.
а — с вертикальным агрегатом; *б* — с горизонтальным агрегатом.

Использовать такую энергию до сих пор не удавалось. Делались разнообразные предложения: поместить в море поплавки, которые, всплывая на гребне волны или качаясь на рычагах, периодически повертывали бы вал непосредственно или натягивая навернутые на его блок тросы; поместить в море открытые сверху и закрытые снизу вертикальные цилиндры с поршнями в них, отжимаемыми вверх, например, сжатым воздухом, а вниз — тяжестью воды в пробегающей волне, и со штоками под поршнями, вращающими валы посредством храповичков.

Такие устройства оказываются очень громоздкими. Так, поршень с горизонтальным сечением 15×15 *м*² может при проходе волны высотой 2 *м* и длиной 30 *м* с периодом 3 *сек* сделать 20 колебаний в минуту, создавая усилие по штоку 335 *т* при его ходе 0,4 *м*. На дне моря должно быть возведено машинное здание, к крышке которого и крепится цилиндр. Доступ в здание затруднен. Цилиндр может быть сорван первой бурей. Передача между штоком и валом прерывиста и почти неосуществима; оборотность вала ничтожна (здесь — 2,5).

Несколько проще аналогичные схемы при двигателях в машинном здании на берегу. Туда подаются по трубам воздух или вода, накачиваемые насосами или упругими баллонами, помещенными в плавучих устройствах, которые прикреплены ко дну моря тросами и якорями, и работающими от всплывания поплавков, погружения поршней, сжатия баллонов и т. д.

По оригинальному предложению Сидоренко (1931 г.) [Л. 208] на поверхность моря спускается поплавок в виде цилиндрической спирали с шагом его витков, равным или несколько бо́льшим длины волны, и со спиральной осью его круглых сечений, соответствующей профилю волны (рис. 16-4). Поплавок укреплен тросами ко дну моря так, что он может повертываться вокруг вертикальной оси. Волнение ставит ось поплавка поперек волны, если ее длина равна его шагу, или под некоторым углом γ к ходу волны, если эта длина меньше шага. Гребни волн, передвигаясь вдоль оси поплавка, работают, как косозубчатая рейка, передвигаемая вдоль оси сцепленного с нею червяка; такая рейка может вращать червяк, а волны — вращать поплавок. Именно при передвижении волны одни участки поплавка частью погружены в воду и стремятся всплыть, а другие висят над водой и стремятся опуститься. Лабораторные опыты показали, что такое вращение и мощность получаются; поплавок, действительно, сам становится под углом к ходу волны, если она короче его шага.

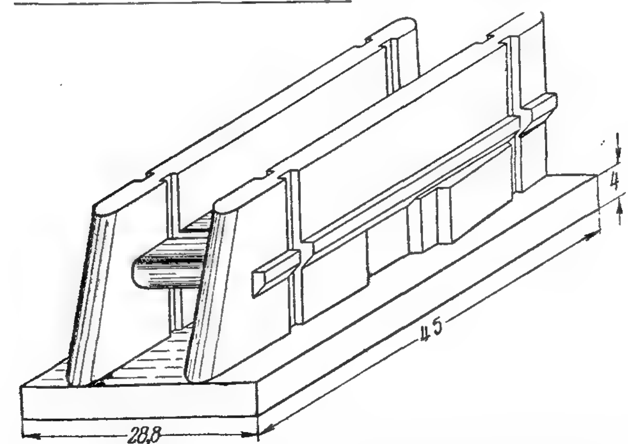


Рис. 16-3. Общий вид наплавного агрегатного блока ПЭС.

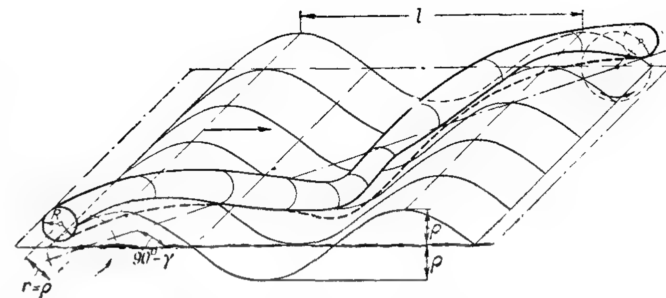


Рис. 16-4. Поплавок винтового волнодвигателя.

Конечно, очень трудными задачами являются расположение машинного зала и связь двигателя с генератором. Автор предложения представляет себе этот зал расположенным на плавающем понтоне, прикрепленном ко дну моря так, что отметка его постоянна, но он может повертываться около вертикальной оси, приспосабливаясь поплавком к направлению волнения (рис. 16-5).

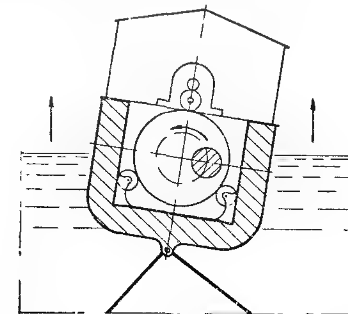


Рис. 16-5. Понтон винтового волнодвигателя.

Поплавок пронизывает понтон, делясь им на две половины. Здесь на поплавок концентрично с осью его вращения насажен диск, а в понтоне укреплены три малых диска, служащих для основного вращающимися роликовыми опорами. Основной диск трением качения вращает три малых. Один из них или — при соответствующей передаче — все три вращают генератор постоянного тока.

В одном из предложений изобретателя поплавок показан в виде спирального изогнутого полого железного цилиндра диаметром 2 *м* и длиной 75 *м* с объемным весом 380 *кг*/*м*³. Оборотность его равна отношению 60 *сек* к периоду волны (например, 60 : 3=20). Наибольшая мощность 713 *квт*, рабочих часов в год (при условии амплитуды не меньшей, чем 0,68 *м*) 5 700, выработка в год 2 100 000 *квт·ч*.

Автор назвал машину волнотурбиной, что, конечно, никак не соответствует данным выше определениям турбины. Она могла бы быть названа винтовым поплавковым волнодвигателем.

Огромные размеры необходимого поплавка, опасность сноса его бурей, сложность использования создаваемого поплавком крутящего момента делают остроумное предложение пока неприемлемым.

16-3. ПРИБОЙНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Частицы воды при волнении в море совершают колебательные движения почти только вверх и вниз, слабо отклоняясь то в ту, то в другую сторону. При пологом откосе прибрежного морского дна частицы дви-

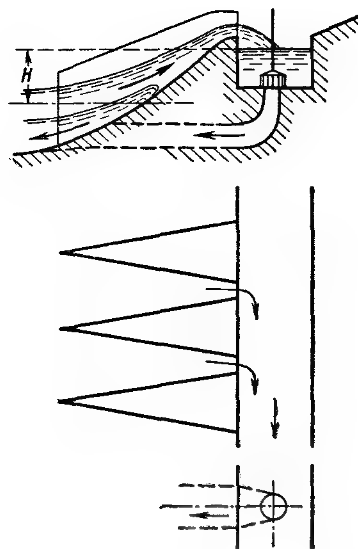


Рис. 16-6. Схема прибойной гидростанции.

жутся иначе: волна то накатывается на пологий берег, достигая отметки высшей, чем отметка среднего уровня моря, то скатывается с него, что и называется прибоем.

Было подсчитано [Л. 55], что волнение, получающее от ветра на Черное море 3 600 000 *квт*, тратит на деформацию его берегов и мелкого у них дна (на «прибой») 71,2%, т. е. 2 580 000 *квт*; остальная доля названной мощности рассеивается.

Существуют предложения по использованию и прибойной энергии, иногда довольно сложные и непрактичные, например с подливными водяными колесами, на лопасти которых напирает накатывающаяся волна. Когда волна скатывается, лопасти откидываются и волна колеса не тормозит.

Практичнее предложение ловить воду, забрасываемую волной на откос, и сберегать ее на уровне, более высоком, чем средний уровень моря. Для этого должен иметься ров, расположенный в верху берегового откоса вдоль него. Ров является водохранилищем, вода которого срабатывается через обычную турбину в море. Чтобы волна накатывалась на большую высоту и напор турбины повышался, можно накатывающуюся волну разрезать на части шпорами (рис. 16-6), расширяющимися к верху откоса. Проходы между ними суживаются кверху. В суженных шпорами проходах вода накатывается на бóльшую высоту, чем без них. В предположении получаемого напора 1,5—2 *м* можно рассчитывать получить на каждые 20 *м* длины берега расход 4 $м^3/сек$ и мощность турбины 60 *квт*. Недостатками являются малая мощность каждой турбины и, конечно, прерывистость ее работы при затруднительности создать большое водохранилище.

Волновые и прибойные двигатели являются предметом стремлений многочисленных изобретателей — стремлений, заканчивающихся предложением схем, часто принципиально возможных, но практически неисполнимых по громоздкости, тихоходности и ненадежности этих двигателей.

16-4. ТУРБИНОНАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ

Турбина способна увязываться в гидроагрегат, получая общий вал с разнообразными рабочими машинами. Теперь этот агрегат обычно образуется турбиной и электрическим генератором. Ранее на Урале горизонтальные турбины зачастую вращали прокатные станы. В Великую Отечественную войну строились турбинопоставы — агрегаты с вертикальной турбиной внизу и мельничным жерновым поставом вверху; с развитием электрификации сельского хозяйства надобность в таких агрегатах отпала.

В настоящее время в некоторых случаях удобны или необходимы турбинонасосные агрегаты, когда с турбиной спаривается лопастной насос.

Употребление подобных небольших агрегатов уместно, например, на перепадах оросительных каналов, на которых энергия падающей воды невелика и постройка маленькой, но сложной гидростанции признается невыгодной. Здесь очень простой агрегат, работая без регулирования и надзора, может длительно орошать земли, расположенные несколько выше канала и потому недоступные для самотечного орошения. Агрегат такого назначения был уже в 1908 г. построен рижским заводом Пирвица для орошения из р. Мургаб (Туркменистан). Параметры агрегата: оборотность 135, мощность 225 *л. с.*, напор турбины 4,5—7,5 *м*, напор насоса 8,5 *м*, расход 1,45 $м^3/сек$.

Оригинальная конструкция такого небольшого агрегата была предложена Ф. Лавачеком в 1921 г. под названием напорного умформера по рис. 16-7, где *1* — турбинное винтовое колесо; *2*—центробежное насосное; *3*—сетка. Умформер распространения не получил. Мыслимо объединение обоих колес в одно; тогда на нем внутренний венец принадлежит турбине и вращает ротор; меньший наружный, вращающийся с большой окружной скоростью, принадлежит насосу.

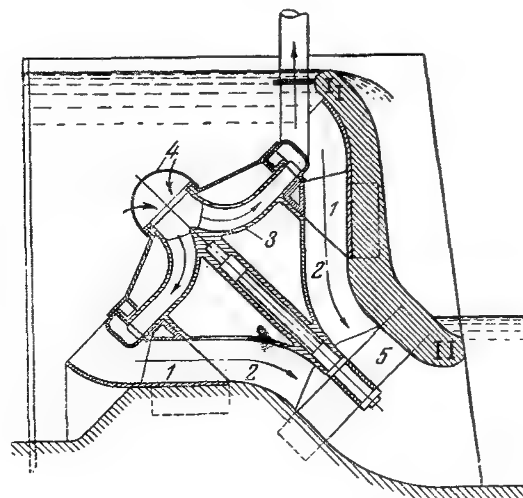


Рис. 16-7. Турбинонасосный агрегат Ф. Лавачека.

Существует ряд производств, где необходимо подавать воду или на большую высоту (например, в конденсаторы паровых двигателей), или под большое давление (например, в аппараты химических производств). По исполнении своего назначения (например, охладив пар на тепловых станциях и нагревшись) вода сбрасывается обратно вниз или с большой высоты на первоначальный уровень, или из-под большого давления под атмосферное. Здесь турбиной возможно использовать энергию сбрасываемой обратной воды, конечно, только некоторую долю затраченной на ее подъем. Такое использование части уже раз затраченной энергии, т. е. ее возвращение или восстановление, иногда называется ее рекуперацией.

Насос *a* тогда вращается (рис. 16-8,*a*) от имеющего с ним общий вал электродвигателя *b*. Удобно на тот же вал насадить и турбину *c*. Если в производстве вода не потребляется, то расходы насоса и турбины равны, но на насос приходится из-за неизбежных потерь энергии затрачивать бóльшую мощность, чем способна производить турбина. Таким образом, мощность помогающего турбине электродвигателя всегда больше нуля.

Так как напоры у турбины и насоса различны, а расход и оборотность общие, то быстроходность насоса вообще меньше быстроходности турбины. Тип турбины зависит, конечно, от ее напора: при умеренном напоре она радиально-осевая, при большом — ковшевая. Открытие турбины должно автоматически регулироваться на постоянство или давления перед ней, или уровня в верхнем резервуаре.

В общем расходы таких установок на теплостанциях могут быть равны единицам и десяткам кубических метров в секунду, напоры — то же метров, мощности турбин — сотнями и тысячами киловатт.

При подборе параметров таких турбин следует иметь в виду уменьшение объемного веса и повышение давления насыщения паров у теплой воды.

Подача воды наверх может осуществляться и двумя последовательными насосами (рис. 16-9,*б*): основным *a* и добавочным (бустерным, подгонным) *b*. Первый работает от электродвигателя *c*, второй — от турбины *d*.

Такие устройства позволяют располагать теплостанции на удобных плоских площадках, высоко над урезом воды, вне досягаемости для половодья.

Если имеется несколько параллельных насосов, то одни из них могут приводиться только от моторов, а другие — только от турбин и тогда с расходами, бóльшими, чем у их насосов.

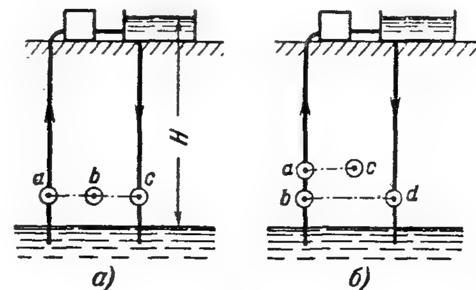


Рис. 16-8. Схема восстановления энергии при подъеме воды.

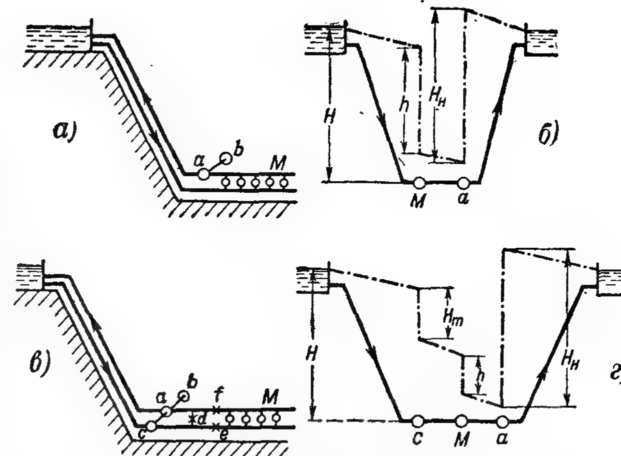


Рис 16-9. Схема восстановления энергии при спуске воды.

Могут быть случаи, когда воду приходится спускать на глубину и производить там ею ту или другую работу, например приводя гидродвигателями те или другие механизмы *M*. Если глубина *H* невелика, то достаточно иметь агрегат в виде насоса *a* с электродвигателем *b* (рис. 16-9,*a*). Тогда на эпюре пьезометрической линии (рис. 16-9,*б*) механизмы используют напор *h*, а насос создает напор $H_н$. Если глубина велика, а механизмы *M* не выносят большого давления, то за спуском надо поставить турбину *c* (рис. 16-9,*в*), а перед подъемом — насос *a*, объединив их электродвигателем *b*. Тогда турбина использует напор $H_т$ (рис. 16-9,*г*), насос создает напор $H_н$, механизмы используют нужный им напор $h_н$ и находятся под безопасным для них давлением. Чтобы при остановке агрегата они не оказались под большим давлением, необходимы затворы *f* и *e*; чтобы можно было тогда запустить агрегат, необходимо включение шунтовой (обводной) трубы *d*.

Могут быть случаи, когда место восстановления энергии удалено от места ее введения. Пусть, например, местность *A* должна обслуживаться водопроводом из источника *B*, расположенного за горой *C*. Необходим насос *a*, создающий напор h_1 и соответствующую пьезометрическую линию (рис. 16-10). Но тогда давление h_2 велико и опасно для водопроводной сети. Если поставить турбину *b*, то она будет работать под напором h_3, давление в сети снизится до безопасного h_4, а значительная часть энергии будет восстанавливаться. Если мощность турбины больше насоса, то вся установка может работать независимо от посторонней электрической сети.

На рис. 16-11 изображены последовательные режимы турбинонасосного агрегата после его пуска и при постепенном росте его оборотности. Возможные мощно-

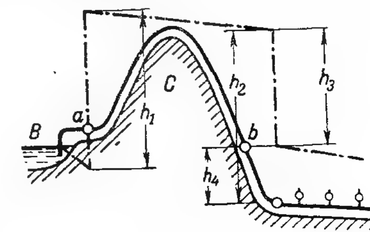


Рис. 16-10. Схема восстановления энергии при переводе воды через возвышенность.

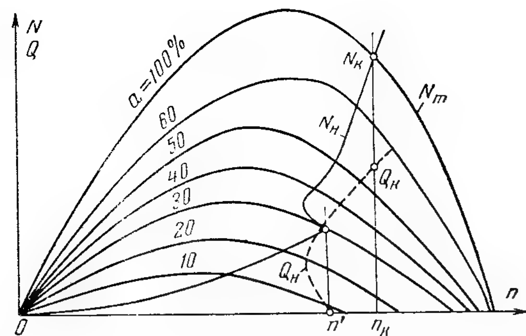


Рис. 16-11. Характеристика разгона турбинонасосного агрегата.

сти турбины $N_т$ при разных открытиях изображены параболовидными оборотными характеристиками. По мере открытия турбины агрегат повышает оборотность, забирает все бо́льшую мощность, но насос сперва создает лишь статический напор без тока воды. Только при $n=n'$, когда этот напор начинает превышать статический напор сети, он начинает подавать в нее воду и линия расхода начинает подниматься. При этом обычно растет необходимый для его вращения крутящий момент; оборотность и расход при этом временно снижаются. Турбина продолжает открываться, значительно увеличивая как свою мощность, так и расход насоса. При полном открытии турбины устанавливаются некоторые оборотность агрегата $n_к$, мощность турбины $N_к$ и расход насоса $Q_к$.

Турбинонасосным агрегатом может быть поставлена задача гидроаккумулирования — запасания водной энергии. Пусть низконапорная, не имеющая водохранилища гидростанция принуждена работать на бытовом стоке. Она не может ни беречь воду при недостатке нагрузки, ни брать пики. В таком же и еще худшем положении находится приливная гидростанция. Пусть вблизи них возможно построить водохранилище на большой высоте.

Тогда удобно временами низконапорную турбину сцеплять не с генератором, а с центробежным насосом, запасающим воду в этом водохранилище. Вода оттуда расходуется высоконапорными турбинами при пиках или при падении бытового расхода в реке низконапорной гидростанции.

К турбинонасосным агрегатам могут быть, пожалуй, отнесены агрегаты гидроаккумулирующих (водозапасательных) гидростанций (рис. 16-12). В таких агрегатах на верху вертикального вала находится электромашина; ниже расположены турбина, муфта и насос. Турбина и насос работают не одновременно, а поочередно: при избытке в сети энергии электродвигатель накачивает воду в водохранилище насосом; при недостатке энергии турбина спускает воду из водохранилища и вра-

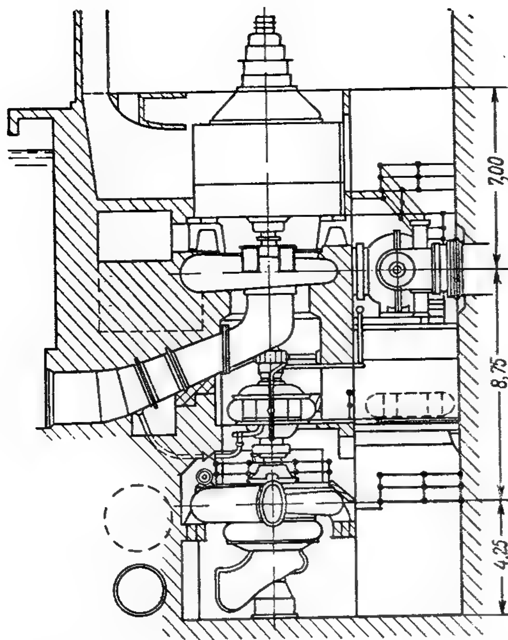


Рис. 16-12. Агрегат гидроаккумулирующей станции.

щает ту же электромашину, работающую теперь как генератор. При работе насоса турбина освобождается от воды, а при работе турбины насос отключается муфтой [Л. 60, 162 и 51], (рис. 16-12).

16-5. НАСОСОТУРБИНА И ЕЕ ВОСЕМЬ СОСТОЯНИЙ

Гидравлические машины вообще обратимы, т. е. при изменении своего направления вращения они из машины-двигателя могут обращаться в машину-орудие — в насос или в водоподъемник или, обратно, из насоса в двигатель. Конечно, при этом меняются знаки не только у оборотности, но и у напора, момента и мощности. Так, наливное колесо (§ 1-3), обращаясь в черпаковое, подает воду, наверх водостолбовой кривошипный двигатель (§ 1-4) при замене золотников клапанами — в поршневой насос, роторные шестеренчатый или винтовой насосы (§ 14-5) — в роторные двигатели, реактивная турбина — в лопастной насос. Можно себе представить даже обращение в насос активной турбины; тогда она принимает натекающую на ее лопасти воду, ускоряет ее и отбрасывает со скоростью, большей, чем окружная скорость лопастей (§ 15-4).

Вообще всякая реактивная турбина может обращаться в насос: если она радиально-осевая, — то в центробежный, если крыловая, — то в осевой.

Способную к такому обращению машину называют в целях обобщения рассмотрения ее свойств обратимой лопастной гидромашиной; мы ее назвали короче — «насосотурбиной».

Ниже устанавливается, что насосотурбина может работать в восьми «состояниях», т. е. сериях характерных режимов, в зависимости от того, под какой напор она ставится и с какой оборотностью вращается ее колесо. Из этих режимов два турбинных, два насосных и четыре растратных. При последних машина спускает через себя воду с верхнего бьефа на нижний, потребляя подводимую извне к ее валу мощность. Таким образом, она здесь эту мощность бесполезно растрачивает, нагревая за ее счет спускаемую воду. Практически интересны лишь три состояния из этих восьми: лучшее турбинное (№ 3), лучшее насосное (№ 1) и переходное между ними — растратное (№ 2).

Взаимная обратимость моделей лопастных гидромашин была известна уже в конце XIX в. Обращение турбин в насосы производилось в лаборатории С.-Петербургского института инженеров путей сообщения проф. П. К. Янковским в 1904 г., затем в лаборатории Московского высшего технического училища И. И. Куколевским. Различные возможные при обращении насосов в турбины процессы изучал в 1933 г. Китредж в Мюнхене. Использовав результаты его опытов над двумя небольшими насосами, мы для удобного изучения насосотурбины предложили в 1935 г. новый лучевой вид характеристики [Л. 269]. Очевидно, независимо от нас такие же характеристики под именем полных насосных были предложены в США в 1937 г. Ка́рманом и Кнаппом [Л. 275], с той лишь разницей, что мы расходы отлагали по абсциссам и оборотности по ординатам, а они — наоборот. В 1941 г. Терри и Яски начали в США называть обратимую лопастную гидротурбину насосотурбиной (pump-turbine), как мы ее называли еще в 1935 г.

Для элементарного изучения насосотурбины можно любой лопастной насос, если этому не препятствуют соображения о его безопасности, лишить привода, отцепив его от двигателя или обесточив его электродвигатель. Тогда вода протекает через насос, спускаясь с верхнего бьефа на нижний и вращая насос в обратном направлении. Получается холостой ход турбины. Создание момента сопротивления на ее валу позволяет получить от нее некоторую мощность.

Для полного испытания насосотурбины необходима особая установка. Она должна позволять создавать нужный переменный напор как со стороны патрубка улитки, так и со стороны всасывающей трубы насоса, работающей как отсасывающая при турбине; будем дальше называть ее просто трубой. Электромашина на валу насосотурбины должна быть приспособлена к работе и как двигатель и как генератор и притом в обоих случаях вращаться в обоих направлениях. На ее валу замеряется момент — крутящий или сопротивления.

Хронологически подробно начало изучаться обращение насоса в турбину, а не наоборот. Поэтому рассмотрение начинаем с работы насоса

Возьмем координаты n и Q (рис. 16-13). Пусть насос работает в режиме с некоторыми оборотностью и расходом (часто называемым у насосов подачей или производительностью). На рис. 16-13 этот режим (обыч-

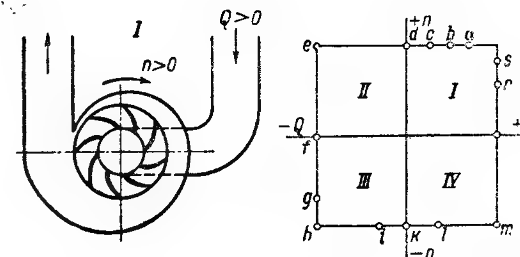


Рис. 16-13. Схема изучения насосотурбины.

но он берется оптимальным для насоса) изображается точкой a. Будем изменять режим насоса, идя от a по горизонтали влево. Для этого мы увеличиваем напор, который должен преодолевать насос, и притом так, чтобы оборотность сохранялась прежней. При этом приходится соответственно изменять и мощность двигателя. Расход будет падать. Испытания производим в ряде точек: b, c и т. д. При некотором большом напоре расход оказывается равным нулю — насос только поддерживает напор, не будучи в состоянии давать расход.

Теперь переходим на рисунке влево, изучая отдельные режимы на линии de и перейдя, следовательно, из первого квадранта во второй. Здесь приходится ставить насос под напор настолько большой, что он не может противодействовать стоку воды через улитку в трубу. Вода стекает вниз, хотя в насос вкладывается энергия; она растрачивается бесполезно. Мы такие режимы называем растратными. Объединяем совокупность однохарактерных по направлению перехода энергии режимов словом состояние. Итак, мы перевели насосотурбину из первого состояния центробежного насоса во второе, растратное, состояние. Можно называть такое состояние и рассеянием энергии (диссипацией).

Дойдя до некоторого режима e, изменяем методику, исследуя режимы между e и g так, чтобы теперь сохранялся постоянным расход при переменных оборотности и, конечно, напоре и мощности. Доходим до режима f. Здесь машина не вращается, так как она застопорена некоторым моментом на своем валу. Она пропускает через себя намеченный расход от улитки к трубе.

Переходим в третий квадрант, двигаясь от f к h, для чего уменьшаем момент на валу машины. Машина начинает вращаться в обратном направлении и отдавать энергию тормозу (или генератору). Вода протекает от улитки к трубе. Это третье состояние — центростремительной (радиально-осевой) турбины. В некотором режиме g ее к. п. д. достигает максимума, затем снижается.

Начиная с некоторого режима h, поддерживаем постоянную оборотность и движемся по линии hm. Для уменьшения оборотности приходится уменьшать напор. В некотором режиме i он так мал, что приходится снимать нагрузку. Здесь турбина работает вхолостую, и данная оборотность является для нее разгонной.

За точкой i мы принуждены поддерживать оборотность вращения машины от двигателя. Вода продолжает сливаться через улитку и трубу с высшего уровня на низший. Следовательно, это, четвертое, состояние насосотурбины — тоже растратное. Для уменьшения расхода уменьшаем напор.

За точкой k в третьем квадранте мы напор уменьшаем настолько, что начинается обратное протекание — от трубы к улитке, с низшего уровня на высший. Это, пятое, состояние есть опять состояние насоса, но уже не центробежного, как было в первом состоянии, а центростремительного.

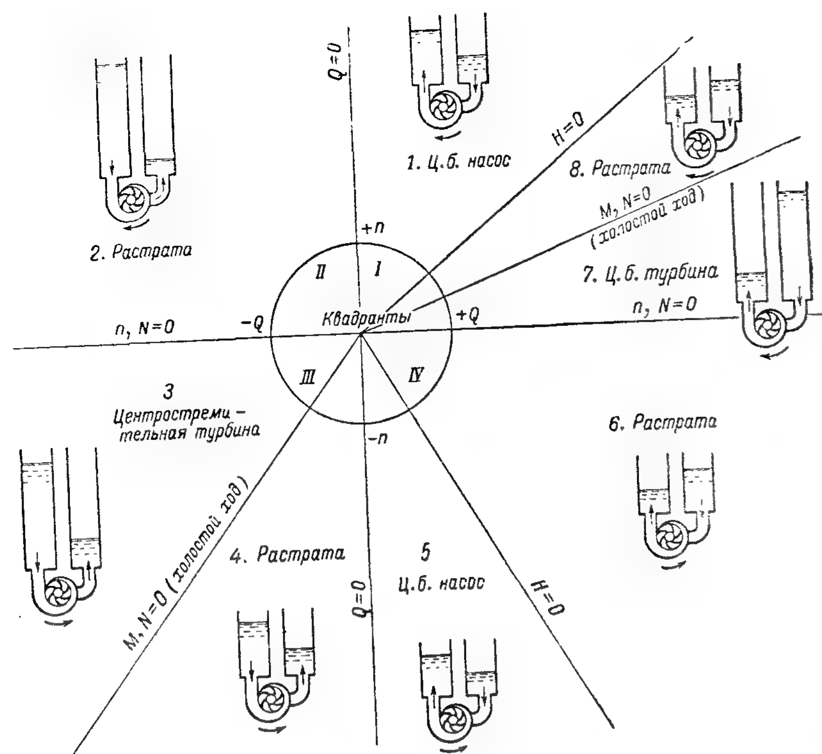


Рис. 16-14. Восемь состояний работы насосотурбины.

В точке l напор нами доводится до нуля; за этой точкой уровень со стороны трубы держится нами выше, чем со стороны улитки, насос гонит воду сверху вниз, т. е. здесь наступает шестое состояние, опять растратное. Оно сохраняется и в режимах линии mp.

В точке p машина застопорена достаточно большим моментом на ее валу. Вода стекает с высшего уровня на низший через трубу и улитку.

Увеличиваем напор. Вода течет в прежнем направлении от трубы к улитке и начинает вращать машину в том же направлении, как в первом состоянии вращался насос. Возвращаемся в первый квадрант. Здесь в седьмом состоянии машина работает снова как турбина, но с обратным против нормального для нее течением, как турбина центробежная.

Дальше уменьшаем напор. Он слишком мал, чтобы турбина могла отдавать энергию. В точке r она работает на своем холостом ходу. Между режимами r и s приходится машину вращать принудительно, но оборотность еще так мала, что машина еще не может работать как насос, подавая воду вверх. Вода продолжает спускаться вниз. Это восьмое состояние — снова растратное.

При достаточной оборотности за точкой s мы возвращаемся к первому состоянию машины — работе ее как центробежного насоса.

Испытав насосотурбину в ряде режимов $abc \ldots rsa$ при разных комбинациях двух значений расхода ($+Q$ и $-Q$) и двух оборотностей ($+n$ и $-n$), мы в действительности обозрели всевозможные ее режимы, так как все режимы на рис. 16-13, изображаемые точками на любом проведенном из точки O луче, подобны уже испытанному нами режиму в какой-то точке того же луча. Это подобие объясняется постоянством отношения $Q:n$ для режимов всех точек луча.

Если в одной точке луча при некоторых Q и n замерены N, M и вычислены N и η, то в любой точке луча при любых Q_a и n_a вычисляются:

$$H_a = H\left(\frac{n_a}{n}\right)^2; \quad M_a = M\left(\frac{n_a}{n}\right)^2;$$

$$N_a = N\left(\frac{n_a}{n}\right)^3. \qquad (16\text{-}1)$$

Здесь отношение $n_a : n$ может быть заменено и через $Q_a : Q$; к. п. д. во всех точках луча остается в первом приближении одним и тем же.

Итак, насосотурбина может работать в восьми состояниях, наглядно изображенных характеристикой на рис. 16-14. Растратных состояний четыре, они чередуются с четырьмя рабочими. Среди последних: насосы центробежный и центростремительный и турбины центростремительная и центробежная.

На графике состояния разделяются восемью лучами, которым соответствуют: $Q=0$; n и $N=0$; M и $N=0$; $Q=0$; $H=0$; n и $N=0$; M и $N=0$; $H=0$.

На рис. 16-14 наглядно показаны области разных состояний насосотурбины и границы между ними.

Так как каждому лучу соответствует свое значение к. п. д., то удобно изобразить значения последнего отрезками на лучах, что и сделано на рис. 16-15. Видно, что испытанный насос работал лучше как насос в первом состоянии, чем как турбина в третьем. Если бы испытывалась турбина, то, вероятно, было бы обратное соотношение. Идеальная насосотурбина работала бы одинаково хорошо в обоих состояниях; тогда ее график к. п. д. был бы симметричен относительно линии 000.

Состояниям пятому и седьмому соответствуют ничтожные к. п. д., и они значения не имеют.

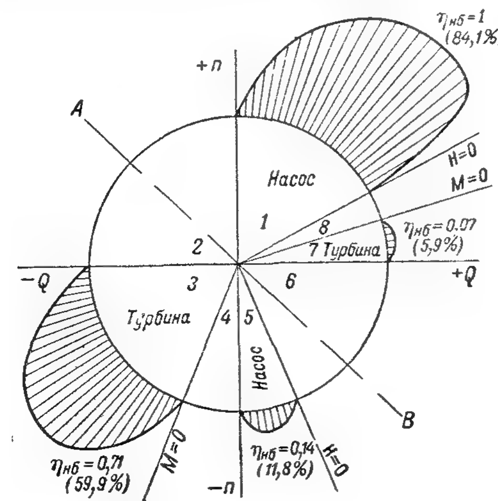


Рис. 16-15. Характеристики к. п. д. насоса в качестве насосотурбины.

16-6. ЛУЧЕВЫЕ ТОПОГРАММЫ НАСОСОТУРБИНЫ

Если мы в состоянии определить рабочие параметры для любой точки на любом луче характеристики насосотурбины, то мы можем эту характеристику обратить в топограмму, нанеся на ее поле изолинии любого параметра. Это и сделано на рис. 16-16 для напоров одного из исследованных центробежных насосов, на рис. 16-17 — для моментов; можно было бы это сделать и для мощностей. Изолинии оборотностей и расходов строить нет смысла: это были бы горизонтальные и вертикальные прямые.

Изолинии проведены для относительных значений параметров. Они отнесены к соответствующим значениям в оптимальном режиме насоса. На графике относительность подчеркнута заменой букв Q, H, M и n через q, h, m и ν.

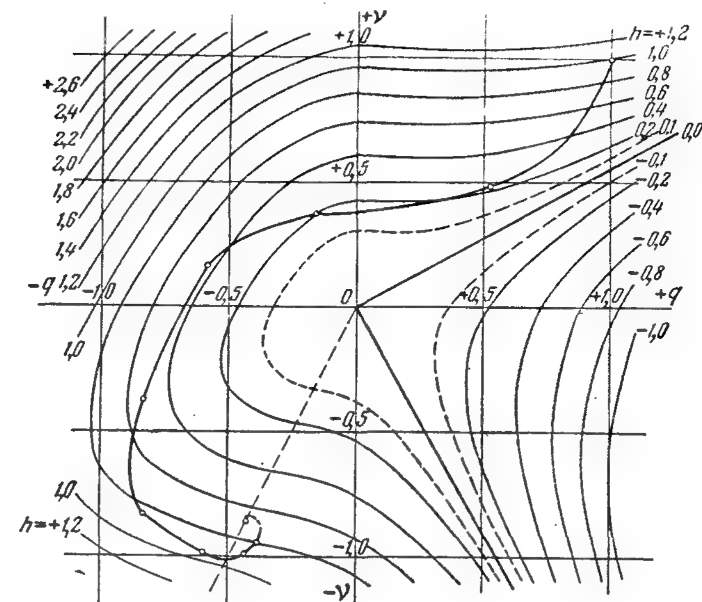


Рис. 16-16. Напорная характеристика насосотурбины.

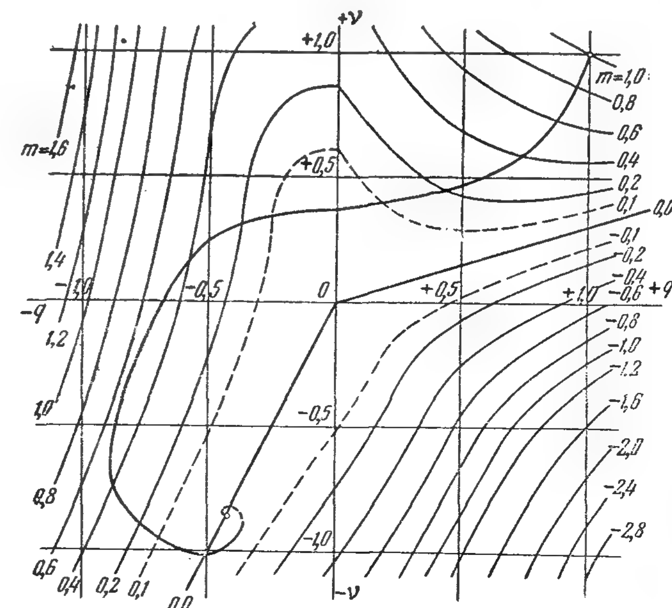


Рис. 16-17. Моментная характеристика насосотурбины.

Разрезами лучевой топограммы можно получить различные линейные характеристики турбины. Так, разрезы третьего квадранта могут дать H, $M=f(Q)$ при $n=\text{const}$ или H, $M=f(n)$ при $Q=\text{const}$; после перестроения этих характеристик можно получить напорную характеристику Q, M, N, $\eta=f(H)$ при $n=\text{const}$ или аналогичную оборотную.

На напорной характеристике турбины (рис. 11-11) могут быть интересными режимы под осью абсцисс. Это, очевидно, соответствует на лучевой топограмме переходу турбины по горизонтали из рабочего состояния 3 в растратное 4, а затем в насосное 5 и растратное 6. На оборотной характеристике (рис. 11-12) режимы турбины левее оси ординат соответствуют переходу по вертикали вверх из состояния 3 в растратное 2, а режимы под положительными абсциссами — по вертикали вниз в растратное 4. Именно в эти режимы попадает турбина при ее перезакрытии (рис. 15-1).

Конечно, рассмотренные снятые с насосов характеристики насосотурбины соответствуют радиально-осевой турбине с постоянным открытием. Любому другому открытию соответствовал бы свой набор топограмм; их число еще более выросло бы при изменении не только открытия, но и разворота у крыловых турбин.

16-7*. РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ НАСОСОТУРБИНЫ

Насосостроение заинтересовано в изучении режимов насосотурбины в ее состояниях 1 (насосном), 2 (растратном) и 3 (турбинном), и вот по какой причине. Если электродвигатель работающего насоса теряет ток в случае аварии, то насос сперва вращается по инерции в прежнем направлении. Затем это направление меняется, и вода сливается через насос вниз. Это заставляет машину начинать вращаться в обратном направлении, т. е. стать турбиной и, наконец, принять свою разгонную оборотность.

Зная, с одной стороны, топограмму насосотурбины в состояниях 1—3, а с другой — параметры насосной установки, в том числе маховой момент насосного ротора, можно рассчитать последовательность режимов по времени при таком переходе. Эта последовательность для некоторого примера указана на рисунке жирной линией.

Такое поведение насоса является опасным с разных точек зрения: большая обратная оборотность может быть опасной для крепости ротора насосного агрегата и для его опор; потребляющая воду от насоса сеть не только перестает получать воду от насоса, но и принуждена сливать воду через турбину, а, например, лишение конденсатора паровой машины охлаждающей его воды является уже крупной аварией.

Случай, когда на конденсацию работают четыре насоса, а один из них теряет привод и работает на слив части воды, подаваемой остальными тремя, разобран нами в [Л. 276].

Введение обратного клапана в напорный трубопровод насоса способно предупредить обратный слив воды и обратный разгон насоса, но внезапное закрытие такого клапана вызывает гидравлический удар, а это может повести к разрыву трубопровода над клапаном или к его сплющиванию под клапаном [Л. 219 и 269]. Такой клапан необходим, но он должен закрываться в нужное время и по определенному во избежание удара закону.

А этот закон определить и соответствующую конструкцию разработать можно только при знании свойств насоса как насосотурбины.

Турбиностроение заинтересовано в изучении свойств насосотурбины в первую очередь в ее состояниях *1* и *3*. Именно на гидроаккумулирующих гидростанциях нормальные агрегаты состоят из трех машин на одном валу: электромашины, насоса, и турбины (§ 16-4). Такая конструкция соответствует разным быстроходностям и типам насосного и турбинного колес, так как их оборотности равны, а напоры подъема и спуска при длинных трубопроводах различны. При больших напорах конструкция более или менее компактна; при малых она становится недопустимо громоздкой. Гораздо удобнее было бы иметь агрегат из двух машин: электромашины и насосотурбины, которая работала бы то как насос, пополняя водохранилище, то как турбина, срабатывая его. Как насос она потребляла бы энергию от других электростанций в периоды понижения нагрузки в сети.

В настоящее время для части энергосистем Советского Союза признается желательным введение гидроаккумулирования на некоторых наличных крупных низконапорных гидростанциях, чего, конечно, удобнее всего достичь введением в их состав крыловых насосотурбин. Это облегчит работу тепловых электростанций, дав им совершенно равномерную нагрузку, что у них и уменьшит потери и замедлит износ. Все пики берутся гидростанциями, мощности которых увеличиваются за счет насосотурбин. Удешевляются линии передачи с удаленных теплостанций, так как они освобождаются от передачи пиковой мощности. У наших современных низконапорных гидростанций водохранилища настолько велики, что легко могут вмещать в себя запасаемую в течение нескольких часов воду.

Опыты обращения перестановочнолопастного насоса в турбину производились в 1940 г. на одной из насосных станций канала имени Москвы [Л. 200]. Здесь осевой насос диаметром 2,5 *м* с синхронным двигателем 3 000 *квт* при оборотности 214 и напоре до 8,5 *м* подает 25 *м³/сек*. При пуске его в качестве турбины с той же оборотностью он при напоре 8,2 *м* пропускал расход 18—25 *м³/сек* и давал мощность 1 300—1 500 *квт* при к. п. д. 80—60%.

Подпятник оказался вполне исправным и при обратной оборотности. Не так благополучно прошло обращение турбины в насос на одной из гидростанций (напор 11 *м*, мощность турбины 2 500 *квт*, оборотность 214), где подпятник несколько пострадал; к. п. д. насоса здесь был определен около 60%.

За рубежом известны насосотурбины: в Педрéйра (Бразилия) — напор 26 *м*, расход 15 *м³/сек* и в Трайкáо (там же) — напор 4,5 *м*, расход 75 *м³/сек*.

В настоящее время в СССР ведется разработка колес и конструкций крупных насосотурбин. В ВИГМ с 1950 г. существует установка для изучения их работы при разнообразных оборотностях, преимущественно в целях повышения надежности насосных установок.

Использование турбины в состоянии *4* для сброса излишнего, опасного для станции расхода водотока предложил Клочков [Л. 108].

Китредж брал готовый центробежный насос и пускал его как турбину. Естественно, что насос показывал (рис. 16-15) значительно лучший к. п. д., чем турбина. Теперь стараются рассчитать насосотурбину так, чтобы оба к. п. д. были высокими и близкими друг к другу, притом так, чтобы был несколько выше к. п. д. при той работе машины, какая на данной установке считается более важной.

Для применения таких насосотурбин при порядочных напорах естественно было так для них использовать радиально-осевые турбины.

Первая построенная в США такая насосотурбина завода Аллис-Чальмерс была пущена на Флятиронской гидростанции и подробно испытана в 1954 г. Ее назначение — содействовать орошению. В неполивное время года она речную воду накачивает в водохранилище, в поливное — спускает через турбину воду вниз и добавляет ее к речной воде.

Параметры турбины: расчетный напор 88 м; мощность генератора 8 500 *квт*; оборотность 300 (или по желанию 257); быстроходность — около 119 или 102; высший к. п. д. 88%.

У насоса: напор 43—91 *м*; подача 10,5 *м³/сек*; оборотность 300; высший к. п. д. 90%; электродвигатель 9 600 *квт*.

Направитель жестколопаточный, регулятора нет; пуск и остановка производятся с помощью дискового затвора.

16-8*. ОСЕВЫЕ НАСОСОТУРБИНЫ

С ростом использования крупных равнинных рек гидроаккумулирование стало широко применяться и на соответствующих гидростанциях.

Здесь пионером была Бальденейская гидростанция в Германии, где еще в 1932 г. была пущена построенная на заводе Эшер Вис насосотурбина с данными: турбина — напор 9 *м*; мощность 1 500 *л. с.*; оборотность 256; быстроходность 640; к. п. д. — до 90%; насос — напор 8,85—9,5 *м*; мощность 1 770 *л. с.*; оборотность 326; расход 6—8 *м³/сек*; к. п. д. — до 78%.

В 1954—1957 гг. была произведена в ЛПИ и на ЛМЗ большая работа по расчету, проектированию, конструированию и модельным испытаниям (на особом стенде) поворотнолопастных насосотурбин [Л. 64 и 65].

Было разработано несколько типов машин, из которых отобраны два лучших, обозначенных ОПЛ39 и ОПЛ50. Конструктивно они оформлялись как горизонтальные межпоточные турбины с горизонтальным валом.

Для модели ОПЛ50-35 были засняты две приведенные топограммы при ее работе в качестве насоса и турбины.

Было признано возможным рекомендовать этот тип для использования на водозапасательной Нижне-Вуоксинской гидростанции в виде типоразмера ОПЛ50-720. При этом были рекомендованы оборотности: для насосного режима — 75, для турбинного — 62,5; им соответствуют приведенные оборотности $n_I' = 204$ и 143. Пересчет всех параметров с модели на натуру при этих оборотностях дал такие значения: для насоса расчетный напор 7 *м*, расход 168 *м³/сек*, к. п. д. 85,7%, мощность 13,3 *Мвт*; для турбины — соответственно 7 *м*, 232 *м³/сек*, 91,2%, 14,3 *Мвт*, быстроходность 765.

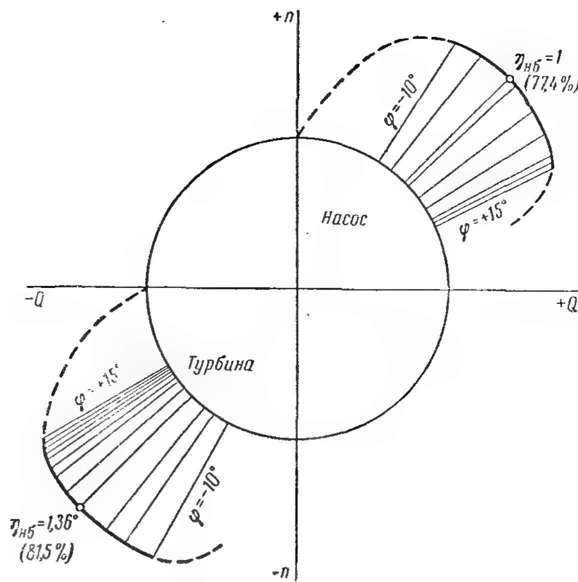


Рис. 16-18. Лучевая характеристика насосотурбины ОПЛ50-35.

Для этой машины нами построена на рис. 16-18 лучевая характеристика, аналогичная рис. 16-15, а именно для указанных оборотностей 75 и 62,5.

16-9*. ОБРАТИМЫЕ НАСОСОТУРБИНЫ

Мы до сих пор рассматривали насосотурбину как лопастную гидромашину, способную при одном направлении вращения работать как насос, пропуская через себя воду в некотором направлении (рис. 16-19), а при другом направлении вращения — как турбина с пропуском воды в обратном направлении.

Из этих рисунков (левые рис. 16-19) видно, что при работе рассмотренной машины в любом из этих двух состояний (т. е. серий режимов работы) более высокий уровень воды расположен с одной и той же стороны машины (на рисунках — слева от нее).

Между тем при проектировании приливных электростанций (§ 16-1) оказалось желательным, чтобы гидромашина могла иметь, кроме

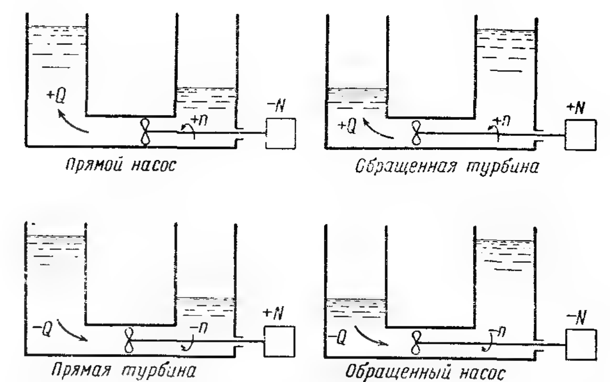


Рис. 16-19. Принципиальная схема обратимых гидравлических машин.

этих двух состояний, еще два, а именно: чтобы она могла работать как турбина и как насос и в том случае, если более высокий уровень окажется с другой ее стороны (правые рис. 16-19). Потребность современных приливных станций в таком усложнении насосотурбин объясняется необходимостью для их машин то спускать (с производством энергии) воду из моря в бассейн, то из бассейна в море и обратно, то накачивать (с забором излишней энергии из сети) воду из моря в бассейн, то снижать в нем уровень откачкой из него воды в море.

Рассматривавшуюся нами до сих пор машину будем называть по-прежнему просто насосотурбиной (или необратимой насосотурбиной), а машину, способную работать уже не в двух, а в четырех указанных состояниях, назовем обратимой насосотурбиной.

Для того чтобы осевую насосотурбину сделать обратимой, пока предложены и испытаны два способа.

По первому рабочие лопасти турбины повертываются примерно на 180°. Тогда она в качестве обращенной уже не имеет перед колесом направителя; наличный направитель оказывается за колесом.

Фирмами Нейрпик—Альстом построен грушевидный (при работе прямой турбины) агрегат такой конструкции для опытной гидростанции Камбейрак во Франции (рис. 16-20,*а*). Диаметр колеса 3,1 *м*, турбинный напор 3—10 *м*, насосный 1—3 *м*, мощность генератора — до 5 200 *квт*, оборотность 150. При прямой турбинной работе к. п. д. по опытным данным — до 91%, при обратной — до 73%, при прямой и обратной насосной работе — до 65% с подачей до 70 *м³/сек*.

Фирмы Майер — Лефлер для той же станции построили агрегат с другим решением задачи: здесь (рис. 16-20,*б*) на валу машины си-

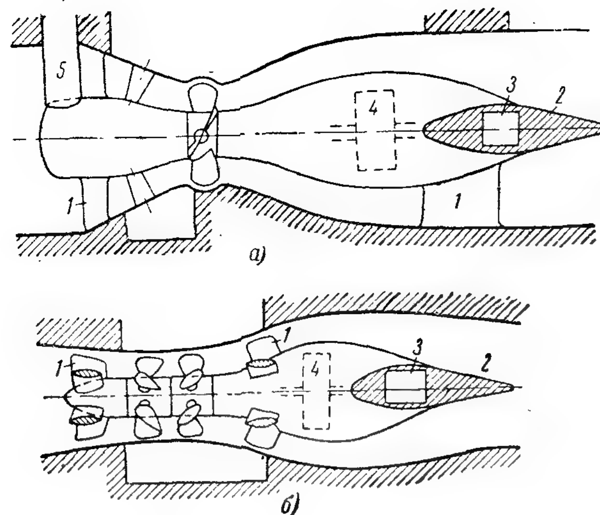


Рис. 16-20. Опытные обратимые насосотурбины на гидростанции Камбейрак.

дят две втулки и на каждой из них — по венцу из поворотных лопастей. При прямой работе одна из втулок (верхняя по течению) открепляется от вала и стопорится; ее лопасти работают тогда как направляющие лопатки; вторая же втулка скрепляется с валом; ее лопасти тогда являются рабочими: при одном развороте — турбинными, при другом — насосными; благодаря этому направление вращения остается во всех четырех состояниях неизменным (и не соответствует в этом отношении стрелкам на рис. 16-19). Диаметр рабочих колес 3,3 *м*, оборотность 136,4, другие параметры — как выше.

На обоих этих рисунках цифрами *1* помечены опоры внутри поточного агрегата, цифрой *2* — удобообтекаемые горизонтальные для него распорки; находящиеся внутри них коридоры *3* дают доступ внутрь кожуха; *4* — генераторы; *5* — шахта.

По образцу своего опытного Камбейракского агрегата завод Нейрпик построил первый промышленный обратимый агрегат для французской приливной гидростанции Сен-Мало. Его данные: диаметр колеса 5,8 *м*; напор 5,5 *м*; оборотность 88,25; мощность 9 000 *квт*.

То, что мы называем «насосотурбиной», в нашей литературе часто именуется «обратимой турбиной», наш «обратимый агрегат» — «агрегатом с двусторонней турбинной и насосной работой» или «агрегатом с обратимой и реверсивной работой». Считаем эти термины и нечеткими и излишне длинными.

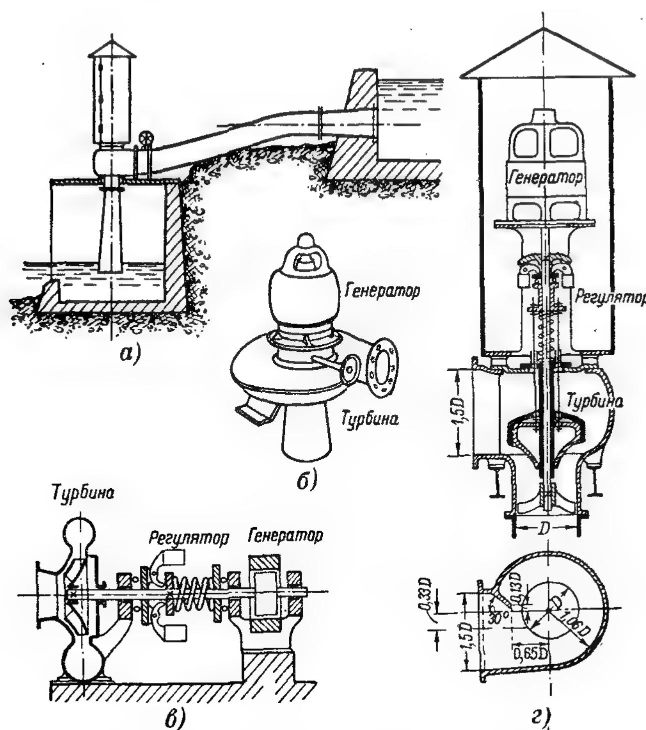


Рис. 16-21. Разные виды заграничных микрогэс.

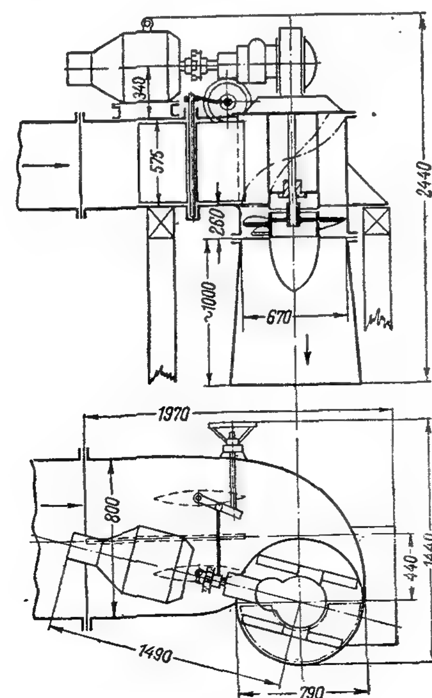


Рис. 16-22. Микрогэс Кузнецова с двухлопаточным регулированием.

16-10. МИКРОГЭС

Такими (т. е. микроскопическими, мельчайшими гидростанциями) принято называть гидроагрегаты очень малой мощности, доставляемые заводом потребителю целиком в собранном виде или требующие лишь самой простой сборки. Они снабжены автоматическим регулированием и нуждаются в человеке лишь для своего пуска, а иногда и для останова. Они иногда заключаются в закрытый кожух, что при теплом климате или соответствующей тепловой изоляции позволяет ставить их под открытым небом, обходясь без машинного здания (рис. 16-21,*а*).

По необходимости небольшие размеры микрогэс обусловливают ее наибольшую мощность редко больше чем 10 *квт* и притом при не очень малом напоре, например 10 *м*. Подвод воды обычно осуществляется трубопроводом. Масляное хозяйство слишком осложняет устройство, и его избегают. Поэтому регулирование или прямое (§ 14-20), или отсутствует (§ 14-2).

За рубежом микрогэс имеют применение для обслуживания отдельных фермерских хозяйств или усадеб. Для условий Советского Союза мощность микрогэс слишком мала: для электрификации одного колхоза или совхоза нужна бо́льшая мощность, по крайней мере несколько десятков киловатт. В настоящее время при сельской электрификации предпочитают постройку станций, обслуживающих ряд колхозов и, следовательно, еще более крупных мощностью в несколько сотен или даже тысяч киловатт. Тогда применение микрогэс остается уместным лишь для горных районов с редкими и мелкими поселениями, когда электроснабжение рядом микрогэс может оказаться дешевле, чем раскинутой на большое пространство, мало нагруженной сетью.

Зарубежные конструкции микрогэс, например, таковы:

Вертикальная микрогэс без регулятора известна в Германии под названием турбинамо (рис. 16-21,*б*). Самоприспосабливаемость его к несению произвольной нагрузки изменением оборотности описана в § 14-2. Он дает от 0,35 *квт* при напоре 2,5 *м* до 42 *квт* при напоре 10—150 *м*. Ток — только постоянный. Имеется поворотный направитель с ручным приводом для периодического снижения неэкономичности двигателя, зависящей от разгона.

Горизонтальная микрогэс известна в США под названием руралайт (рис. 16-21,*в*). Здесь центробежный маятник, преодолевая сопротивление пружины, передвигает весь ротор относительно улитки и этим изменяет действующую высоту направляющего аппарата. Напор 7—30 *м*, мощность 0,5—30 *квт*.

Американская же вертикальная микрогэс, известная под названием Леффеля (рис. 16-21,*г*), регулируется маятником, спускающим крышку турбины и этим меняющим высоту входа в колесную камеру. Направляющих лопаток нет; закрутка создается зубом в цилиндрической турбинной камере. Напор 2,5—10 *м*, мощность 0,5—10 *квт*.

Был предложен и в Советском Союзе ряд более или менее остроумных конструкций, например Н. С. Кузнецовым по рис. 16-22 и И. В. Котеневым по рис. 16-23 (с прямым регулированием цилиндрическим щитом по § 14-20).

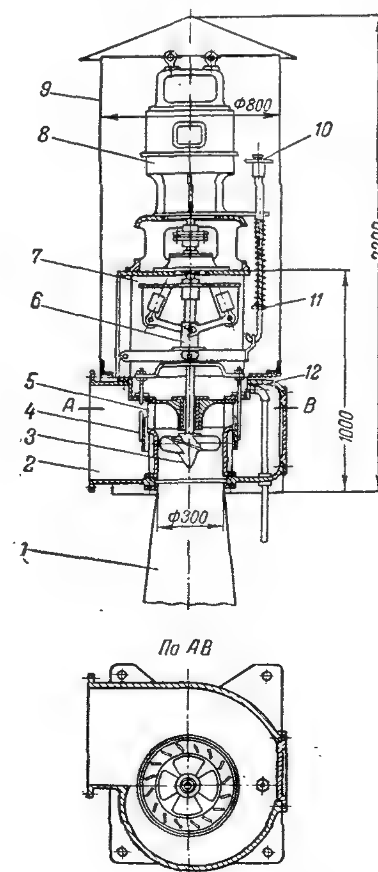


Рис. 16-23. Микрогэс Котенева с цилиндрическим щитом.

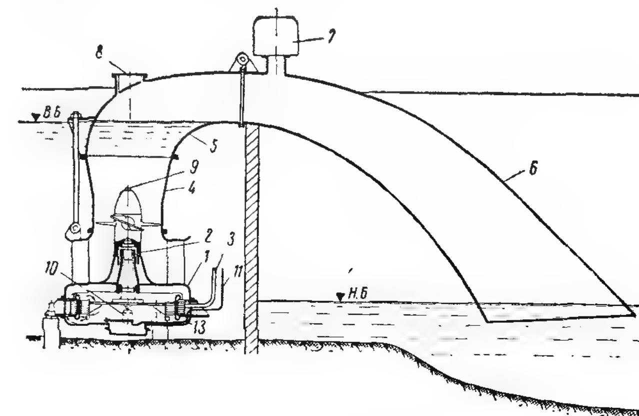


Рис. 16-24. Опрокинутый агрегат.

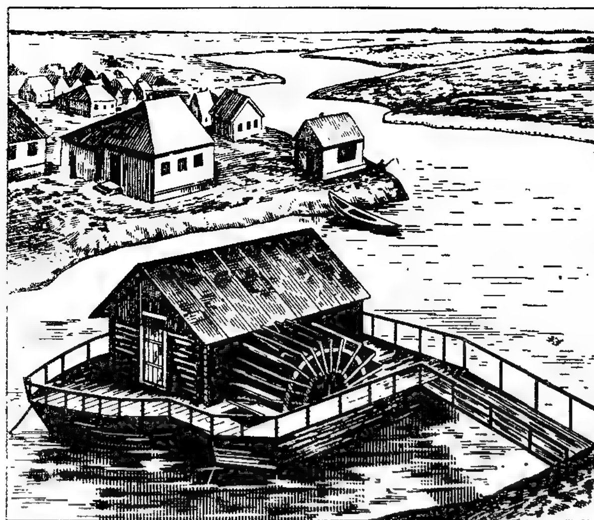


Рис. 16-25. Плавучая гидросиловая установка с подвесным водяным колесом.

Ереванский завод малых гидротурбин («Сельхозорудие») изготавливал до сих пор микрогэс, близкие к конструкции Леффеля. Опыт их эксплуатации установил у них ряд недостатков [Л. 27 и 28].

На особом совещании 1954 г. в ВИГМ при участии представителей Водноэнергетического института Академии наук Армянской ССР (ВЭНИ) были высказаны такие соображения по требованиям, которые должны быть предъявлены к конструкции более совершенной микрогэс:

1. Он не должен включать в себя лопаточный направитель, т. е. закрутка должна создаваться только улиткой, имеющей, однако, лучшие очертания, чем прежняя камера; причиной такого требования является быстрое забивание такого направителя плавучими наносами (§ 18-5), очень обильными в мелких горных потоках.

2. По той же причине недопустимо использование радиально-осевого колеса; между тем крыловое колесо такие наносы легко пропускает.

3. Автоматическое регулирование необходимо; однако временная неравномерность (§ 15-1), доходящая при обычных колебаниях нагрузки даже до 10%, вполне допустима.

4. Регулирование должно быть прямым, так как уход за масляным регулятором для данных условий недопустимо сложен.

5. Пределы для используемых напоров 10—25 *м*, для расходов — 0,2—0,4 $м^3/сек$, для мощностей — 10 70 *квт*; такие напоры легко получаются при длине привводного канала, например, 1 000 *м* и длине трубопровода, например, 150 *м*; большие напоры требуют слишком сложного и дорогого трубопровода.

6. Оборотность вала должна быть 1 500 и не менее чем 1 000.

7. Если располагаемый напор больше, то он разбивается на две-три ступени, так как высоконапорный и длинный трубопровод обходится излишне дорого.

Так как ни одна из известных конструкций этим требованиям полностью не удовлетворяет, то, очевидно, должна быть разработана новая и примерно на таких основаниях:

1. В нее включается поворотнолопастное колесо без лопаточного направителя, но с хорошо оформленной улиткой.

2. Такое колесо должно быть тихоходнее наличных типов, чему может способствовать увеличение отношения диаметров втулки и колеса.

3. Оборотность поддерживается прямым регулированием от центробежного маятника, спускающего крышку турбины, причем эта крышка должна иметь хорошо обтекаемую форму.

4. Разворот лопастей применительно к наличному расходу потока (водохранилища обычно не имеется) или к нагрузке производится в целях поддержания хорошего к. п. д., хотя бы и при остановленном агрегате машинистом от руки посредством воздействия на тягу в полом вале турбины (§ 10-6).

5. При работе станции на животноводческое хозяйство, нуждающееся в согревании воды, оборотность может поддерживаться постоянством нагрузки (§ 14-2) посредством прямого регулятора, подключающего больше или меньше водяной реостат, который и нагревает воду.

6. Тогда реостат и маятник помещаются не на станции, а в таком хозяйстве; маятник вращается синхронно с турбинным двигателем переменного тока.

16-11 *. ОПРОКИНУТЫЙ АГРЕГАТ

Инженеры французского завода Крезо Ж. Арну и Ж. Клясуан разработали особый агрегат, который может быть, пожалуй, признан особым видом микрогэс, хотя его мощность довольно велика (75—600 *квт*). Они его назвали «сифонным агрегатом с восходящим отводом воды»; мы называем его короче: «опрокинутым» агрегатом (рис. 16-24). Действительно, у вертикальных агрегатов генератор обычно находится над турбиной, здесь же — под нею.

Кожух *1* асинхронного генератора помещен в турбинную камеру; он опирается на фундаментные столбики. Вал агрегата висит на пяте *2*, опирающейся на кожух. На него же опирается жестколопаточный направитель лопастнорегулируемой турбины (ср. § 10-7). Все эти части доставляются с завода в собранном виде, почему агрегат может быть назван целиковым (по-французски — моноблоком). Силовой кабель помечен цифрой *3*.

На направитель опирается конус *4*, на него — колено *5*; оно постепенно меняет свое сечение от круглого к прямоугольному; к колену шарнирно прикреплен листовой диффузор *6*; его стенки укреплены не показанными поперечными и продольными ребрами; он может быть приподнят на шарнире. Таким образом, с завода

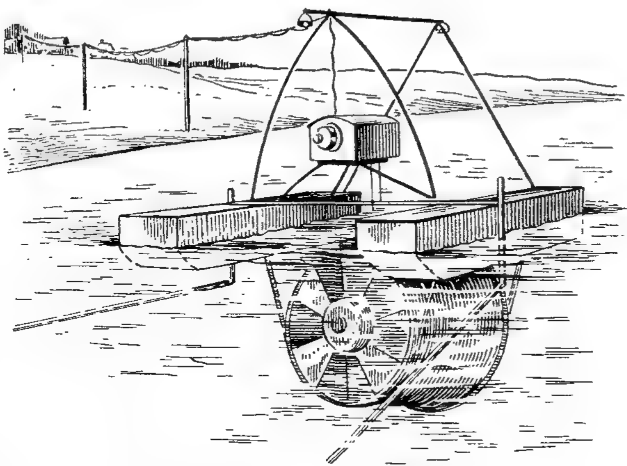


Рис. 16-26. Плавучая гидростанция с винтовой турбиной.

доставляются всего четыре части: кожух и три части отсасывающей трубы.

Агрегат останавливается впуском воздуха в эту трубу через вантуз *7*; пускается он откачкой из трубы воздуха; следовательно, избегают всяких затворов.

Поворот лопастей производится применительно к сезону при остановленном вручную агрегате, а именно спускаемым через лаз *8* ключом к гайке *9*. При желании агрегат снабжается моторчиком *10*, повертывающим лопасти и на ходу; провода к нему показаны цифрой *11*.

Всего изготовляются четыре размера турбины с диаметрами 1,1; 1,3; 1,6 и 2,0 *м*. Число применяемых генераторов больше: их всего 15 мощностью 75—600 *квт*. Используются напоры 2—4 *м*.

Агрегат работает на общую сеть без регулятора.

Авторы видят в своем агрегате такие достоинства: машинное здание отсутствует; нужный объем бетона в 3—4 раза меньше обычного; если на какой-то установке (например, у шлюза) уже есть канал, то избегают плотины, она заменяется бетонной стенкой; монтаж прост; осевое усилие на пяту мало, так как вес ротора частью гасится гидравлическим усилием на колесо (§ 10-8). Однако вес агрегата несколько больше обычного из-за большого диффузора.

Коэффициент полезного действия всего агрегата любого размера при не слишком больших нагрузках 70—74%.

16-12. РУСЛОВЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

Обычные гидродвигатели используют энергию стекающей вниз по поверхности земли воды там, где ее энергия сосредоточена в одном месте в виде разности уровней двух бьефов, которая и называется напором. Эта разность или имеется налицо в природе (водопады, пороги), или создается искусственно гидротехническими сооружениями (плотинами, деривацией).

Между тем текучая вода несет с собой кинетическую энергию, часть которой может быть использована и без сосредоточения ее в виде разности уровней, как, например, используют энергию ветра ветродвигатели. Так как в таком случае удельная энергия жидкости выражается скоростным напором $\frac{v^2}{2g}$, то и принято называть напором двигателя эту величину.

Соответствующие помещенные в открытые русла двигатели часто называются свободнопоточными; мы предпочитаем называть их короче: «русловыми».

К сожалению, скоростной напор в руслах и естественных потоках (реках) и искусственных (каналах) очень невелик. Притом чем больше скорость потока, тем обычно меньше его глубина, что мешает помещению в него двигателя достаточных размеров. То и другое являются причиной, почему мощность таких двигателей измеряется обычно несколькими киловаттами, редко превышая десяток их. Поэтому они не могут иметь сколько-нибудь заметного значения в народном хозяйстве. Мы, однако, даем их рассмотрение, так как ежегодно ряд изобретателей с мест предлагает схемы таких двигателей, новых и ранее известных, возможных и невозможных, приписывая своим предложениям преувеличенное значение аналогично изобретателям морских гидродвигателей (§ 16-2 и 16-3) и растрачивая на это свою энергию.

Через 1 $м^2$ поперечного сечения русла проходит расход $Q = 1 \cdot v$ $м^3/сек$. Каждый его килограмм несет энергию $H = \frac{v^2}{2g}$ *м*. Следовательно, такой поток имеет мощность

$$N_{пот} = \frac{Q\gamma N}{102} = \frac{1\,000 v^3}{102 \cdot 2g} = 0{,}5\, v^3 \ квт. \qquad (16\text{-}2)$$

Эта мощность составляет 0,5—4—13,5 *квт* при скорости потока 1—2—3 *м/сек*. На валу генератора может быть получена только часть этой мощности в соответствии с к. п. д. двигателя и передачи. Этот к. п. д. очень невелик, во-первых, потому что часть натекающего на двигатель объема воды Q обходит его, не протекая через него насквозь, во-вторых, потому, что вода покидает двигатель с порядочной скоростью, в-третьих, потому, что много энергии теряется в передаче от тихоходного двигателя к многооборотной машине-орудию. Этот к. п. д. вообще едва ли может быть больше 0,5.

Что касается скорости течения, то она в крупных равнинных реках равна примерно 0,6—1 *м/сек*, повышаясь в быстринах или в половодье до 2,5 *м/сек*. В оросительных каналах с земляными стенками скорость обычно допускается не больше 1 *м/сек*. Лишь на отдельных участках некоторых крупных рек (в Закавказье, на Алтае и в других холмистых областях Сибири) она повышается и до 3 *м/сек*. На горных речках скорость еще больше (например, до 7 *м/сек*), но там их глубина слишком мала, чтобы в их сечение можно было поместить двигатель достаточных размеров.

Итак, чтобы подвести к генератору 10 *квт*, надо использовать сечение потока с мощностью по крайней мере 20 *квт*. Сечение 1 $м^2$ при скорости 1—2 *м/сек* пропускает по (16-2) мощность 0,5—4 *квт*. Отсюда следует, что такой двигатель должен занять сечение площадью 40—5 $м^2$. Если представить себе это сечение в виде круга с диаметром 7,1—2,5 *м*, то для введения его в реку она должна иметь невероятно большую глубину: 10—4 *м*. Это подтверждает, что русловые двигатели возможны лишь с очень малой мощностью и лишь на очень быстро текущих реках.

Вторым недостатком русловых двигателей являются почти непреодолимые затруднения при их эксплуатации на покрытой льдом реке и обеспечении их безопасности во время паводков и ледохода.

Третий недостаток — передача от их вала, часто расположенного в воде, к машине-орудию, расположенной над водой, и притом с большим передаточным числом.

16-13. ПОДВЕСНОЕ ВОДЯНОЕ КОЛЕСО

Древнейшим русловым двигателем является подвесное водяное колесо [Л. 224 и 90]. Его горизонтальный вал располагается над водой, горизонтальные лопасти (плицы) нижней дуги колеса погружены в текущую воду. Опоры вала располагаются или на сваях, или на двух понтонах (рис. 16-25); тогда колесо называется байдачным или барочным. Такие колеса работали еще в начале XX в. в Тбилиси на Куре, на Днепровских и Днестровских порогах, приводя в движение помещенные на понтонах мельничные поставы. Такие колеса имели диаметр 3,5—7,5 *м*, ширину 2,5—5,5 *м*, мощность не больше 10 *квт*, оборотность до 10—12 [Л. 224].

Достоинством таких колес является расположение вала и передачи в воздухе, а кроме того, и захват потока большого по ширине и умеренного по глубине; недостатком — тихоходность и сложная передача.

Такие колеса продолжают строиться в отдаленных, лишенных электрификации местностях еще и теперь, и иногда очень удачно. Так, колхозник А. И. Беляев в 1947 г. стеснил течение р. Алей в Алтайском крае сваями с плахами между ними и получил скорость в стесненном сечении 2 *м/сек*. Здесь он поставил на сваях подвесное колесо диаметром 4 *м* и шириной 3 *м*. Оно дало оборотность 10. Двойная передача вращала мельничный постав с оборотностью 340. За 3 мес. на нем было смолото 100 *т* зерна.

Имеются и менее удачные случаи. Так, опыт постройки плавучей гидростанции с водяным колесом крупной организацией по хорошо разработанному проекту не повел к повторению такого опыта.

Итак, в подвесном колесе лопасти расположены по окружности. Внизу они двигаются водой в одном направлении, вверху в воздухе — в обратном. Давно делалось много предложений увеличить число лопастей, воспринимающих усилие от воды, для чего прикреплять их не к колесу, а к бесконечной перекинутой через два блока цепи или ремню. Нижняя половина цепи расположена горизонтально в воде, и ее лопасти воспринимают от воды усилия. Верхняя половина идет в воздухе в обратном направлении. При таком устройстве сильно возрастают потери в опорах, а выигрыш в мощности от увеличения числа лопастей маловероятен, так как первая же воспринимающая усилие от воды лопасть так сбивает поток, что следующие за ней лопасти становятся бесполезными.

По теории таких двигателей известных нам работ нет. Мы *попытались* [Л. 285] *дать выкладки по трем* вопросам теории: 1) по оптимальной скорости движения таких вертикальных лопастей; 2) по предельно возможному значению к. п. д. такого двигателя; 3) по подпору уровня потока, создаваемому таким двигателем. Мы пришли к заключениям: скорость лопасти должна быть в 3 раза меньше скорости потока; теоретически возможный гидравлический к. п. д. двигателя 59,3%; всякая такая лопасть создает подпор (разность уровней по обе ее стороны), который может быть вычислен по особой формуле; он зависит от скорости потока и отношения площади лопасти к сечению потока.

Принципиально возможны, но практически еще сложнее схемы русловых гидродвигателей с переменно-возвратным движением рабочих органов. Схему Ю. А. Василевского 1939 г. со щитами-тягачами можно наглядно представить себе в таком виде [Л. 90]. На реке заякорен понтон. Через находящийся на нем шкив перекинут трос. На его концах — два зонтика. Раскрытый зонтик увлекается вниз по течению, закрытый подтягивается к понтону. Затем закрытый открывается, открытый закрывается и движение становится обратным. Вращающийся то в одну, то в другую сторону шкив особой передачей вращает вал машины-орудия всегда в одну и ту же сторону. При скорости течения 2 *м/сек*, к. п. д. 12%, площади одного зонтика 40 $м^2$ (или щита 40×1 $м^2$) двигатель должен давать 20 *квт*.

16-14. РУСЛОВАЯ ВИНТОВАЯ ТУРБИНА

Человечество давно имело дело с вращающимися помещенными в поток вертушками с наклонными крыльями; таковы колесо ветряной мельницы, вертушка в вентиляционном отверстии, гидрометрическая вертушка. Естественно было спустить такую вертушку (винтовое колесо, § 10-3) в воду. Это и осуществил Ф. П. Моргуненков и в 1910 г. получил патент на такую турбину [Л. 159]. За рубежом схожая турбина носит имя австрийца Э. Зюсса, предложившего ее в 1922 г. и строившего ее и полностью и наполовину погруженной.

Ось такого колеса располагается в воде горизонтально вдоль течения и подвешивается к двум понтонам, прикрепленным против их сноса тросами к якорям или береговым опорам (рис. 16-28). Направителя нет. Иногда перед колесом к его камере прикрепляется суживающийся конус, а за ним — расширяющийся. На понтонах помещается генератор, связанный с колесом ременной или цепной передачей.

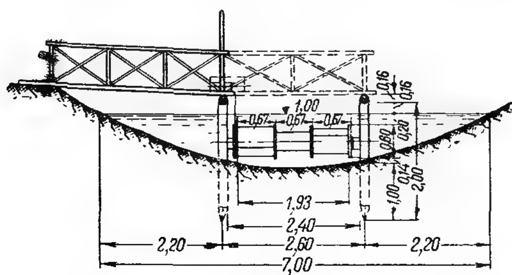


Рис. 16-27. Поперечная турбина в русле на свайном основании.

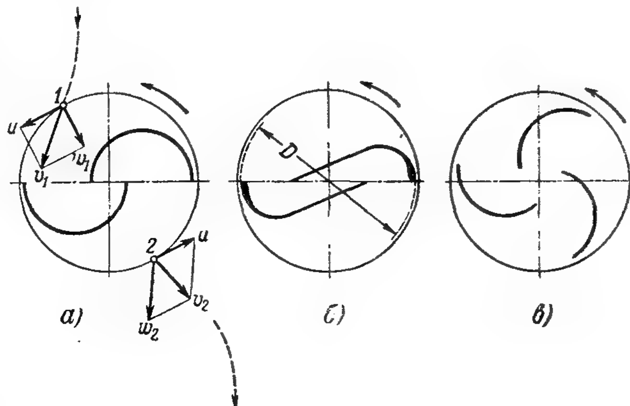


Рис. 16-28. Сечения колеса поперечной турбины.

Недостатками являются погруженная в воду передача и малое сечение захватываемого потока; чтобы его увеличить, надо увеличивать его в глубину настолько же, насколько и в ширину, а этому обычно мешает недостаточная глубина реки. Достоинство — довольно большая оборотность.

Такая гидростанция была построена в 1939 г. заводом «Электросила» имени Кирова [Л. 120]. Колесо с четырьмя лопастями имело диаметр 1,5 *м* и было снабжено отводным конусом. Подшипники и пята — текстолитовые. При скорости воды 2 *м/сек* оборотность колеса 70. Передача к генератору — цепь Галля с передаточным числом 17,5. Генератор — постоянного тока с регулированием напряжения. Расчетная мощность 3,25 *квт*. Необходимая глубина реки 2 *м*. При расчете были предположительно приняты к. п. д.: общий — 0,5, генератора — 0,8, передачи — 0,8, турбины — 0,75. Последнее значение неправдоподобно, так как гидродинамика доказывает, что винтовой двигатель в потоке (правда, без отсасывающего конуса) не может иметь гидравлического к. п. д., большего 0,6—0,7.

Гидростанция работала достаточно исправно, но зимой при подвижке льда была раздавлена. Предполагалось, что такие же и меньшие турбины (до 0,4 *квт*) будут пригодны для местной радиофикации.

А. Г. Пшенко предложил в 1949 г. связать винтовую турбину с поршневым насосом, подающим воду на берег на орошение. Опытная турбина диаметром 1,8 *м* при скорости 1,56 *м/сек* давала на р. Куре 30—40 оборотов; к. п. д. установки оказался не больше 17%.

По его другому, более удачному предложению несколько винтовых колес как бы нанизываются своими втулками на общий трос, работающий и как вал для передачи крутящего момента. Втулки должны иметь некоторую плавучесть, и колеса находятся в реке, будучи более чем наполовину в нее погружены. Верхний конец троса вращает снабженный подпятником редуктор и машину-орудие, укрепленные на мосту, на заякоренном баркасе и т. п. Последовательные, на достаточном взаимном расстоянии расположенные колеса не портят друг другу потока, а мощность установки увеличивается не за счет неудобного увеличения диаметра колес, а за счет повышения их числа.

16-15. ПОПЕРЕЧНАЯ ТУРБИНА

В 1926 г. финн С. Савониус предложил в Швеции новый вид ветродвигателя, назвав его винготором; часто такой двигатель при его работе на воде называют роторной гидротурбиной или гидроротором. Почти такой же двигатель был предложен Шуром в 1928 г. [Л. 255]. С одной стороны, этот двигатель, несомненно, работает изменением момента количества движения, почему он и является турбиной (§ 3-9), с другой — термин ротор имеет слишком широкое значение, и роторными насосами (и двигателями), в частности, называются машины, работающие по совершенно иному, объемному, принципу (§ 14-6). Мы предпочитаем называть этот двигатель поперечной турбиной; поток действительно пронизывает ее поперек оси, так же как и двукратную турбину (§ 5-12).

Использовать такую турбину не на воздухе, а на воде предложил в 1938 г. Н. Г. Рождественский. Она теперь часто рекомендуется [Л. 89, 90 и 39] как русловой двигатель.

Поперечная турбина представляет собой вал с двумя насаженными на него на некотором удалении друг от друга дисками (рис. 16-19). Между ними расположены две искривленные лопасти с образующими параллельными оси. Искривление дается разнообразное; несколько образцов поперечных сечений колеса указано на рис. 16-28. Простейшее сечение — две взаимно смещенные *полуокружности. По опытам МЭИ увеличение* числа таких лопастей до трех может увеличить мощность процентов на 20. Чтобы не мешать протеканию, вал между дисками часто изымается, и тогда крутящий момент передается самими лопастями. При любом направлении натекающего потока колесо вращается в одну и ту же сторону, что при вертикальном вале ветродвигателя имеет большую ценность. Вал помещается в реке на понтонах, сваях или стойках. Он связывается с генератором ускоряющей передачей (рис. 16-29).

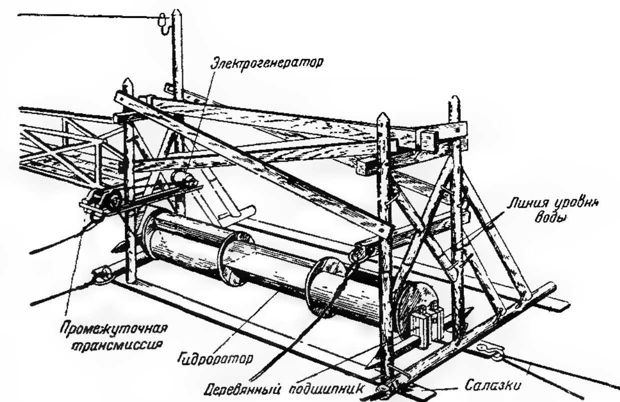


Рис. 16-29. Поперечная турбина на стойках с салазками.

Распределение скоростей в колесе почти не изучено. Входной и выходной параллелограммы скоростей можно представить себе приблизительно по рис. 16-28,*а*. т. е. двигатель работает, изменяя направление и уменьшая величину скорости потока. При этом, однако, частица не проходит по одному и тому же каналу между двумя лопастями насквозь, а входит в этот канал с одной его стороны, доходит примерно до его середины, затем в относительном движении возвращается обратно и выходит из него через свое прежнее входное

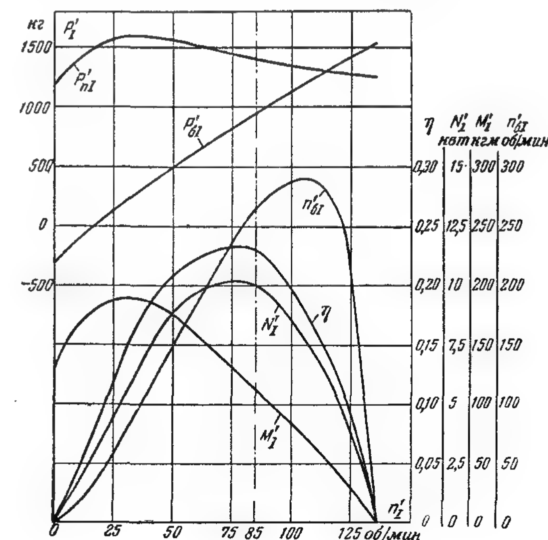


Рис. 16-30. Характеристики поперечной турбины.

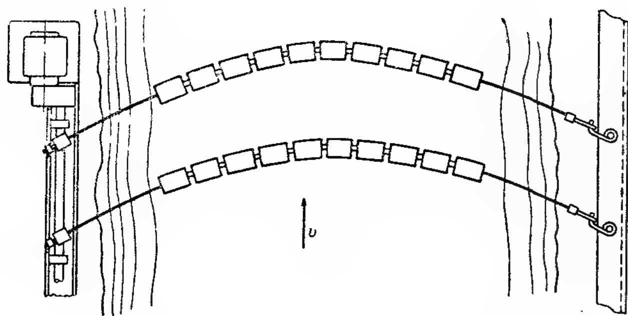


Рис. 16-31. Гирляндный русловой гидродвигатель Блинова с поперечными турбинами.

сечение. Однако канал за это время успевает повернуться примерно на 180°, что настолько же повертывает и относительную скорость. В середине канала при некоторых режимах, вероятно, имеются частицы, постоянно в нем остающиеся и лишь колеблющиеся вдоль его длины так, как колебался бы здесь поршень. Доказано, что в середине колеса имеется разрежение.

Рабочие параметры поперечной турбины довольно хорошо были изучены на воздухе в лаборатории Берлинского политехникума в 1931 г. Затем они также изучались в 1933 г. в Научном ветроэнергетическом институте в Кучине, в 1935 г. — в Главсельэлектро и в 1938 г. — в МЭИ (здесь — и на воде).

Результаты опытов изображаем применительно к употребляемым нами понятиям и обозначениям, чем рассмотрение упрощается. Обозначаем через v скорость не возмущенного турбиной потока. Тогда напор $H=\frac{v^2}{2g}$. Наибольший диаметр (размах) лопастей D, ширина колеса вдоль оси B. Тогда рабочие параметры турбины

$$Q=DBv=\sqrt{2g}\,DB\sqrt{H}=Q'_{I}DB\sqrt{H}\ \text{м}^3/\text{сек};$$

$$N=\frac{Q\gamma H\eta}{102}=\frac{\sqrt{2g}\gamma\eta}{102}DBH\sqrt{H}=N'_{I}DBH\sqrt{H}; \quad (16\text{-}3)$$

$$n=\frac{60u}{\pi D}=\frac{60U\sqrt{2g}}{\pi}\cdot\frac{\sqrt{H}}{D}=n'_{I}\frac{\sqrt{H}}{D}; \quad (16\text{-}4)$$

$$M=\frac{974\,N'_{I}}{n'_{I}}=M'_{I}D^2BH; \quad (16\text{-}5)$$

$$n_б=n'_{I}\sqrt{N'_{I}}\sqrt{\frac{B}{D}}=n'_{бI}\sqrt{\frac{B}{D}}, \quad (16\text{-}6)$$

где индексы I и ′ указывают на приведение к единичным D, B и H.

Позади колеса, как позади всякого обтекаемого тела, возникает разрежение. Следовательно, на колесо действует прямо сила $P_п$ в направлении натекающей скорости. Но, кроме того, по так называемому эффекту Магнуса возникает разрежение и сбоку колеса, именно с той его стороны, где окружная скорость и скорость течения направлены в одну сторону. Вследствие этого на колесо действует и боковая сила $P_б$ в сторону этого разрежения. Имеем здесь:

$$P_п=P'_{пI}DBH;\ \ P_б=P'_{бI}DBH. \quad (16\text{-}7)$$

Наша обработка опытных данных (1931 г.) приводит к характеристикам по рис. 16-30. Из них видно, что наибольшие к. п. д. и мощность получаются при приведенной оборотности 75—85 (здесь окружная скорость близка к скорости потока), разгонная оборотность — около 136, наибольший к. п. д. (на модели) — лишь 23%. Там же указаны прямое и боковое усилия. Первое велико и довольно постоянно, второе быстро растет с оборотностью. Характеристики профилей по рис. 16-28,*а* и *б* близки, и рис. 16-30 можно относить к любому из них. Сохранение вала внутри колеса лишь немного портит характеристику.

Характеристики позволяют производить подбор турбины или предвидеть ее работу. Пусть, например, в реку со скоростью 1,5 *м/сек* спускается колесо шириной $B=3$ *м* и диаметром 1 *м*. Определяем $H=0{,}115$ *м*. Приведенную оборотность принимаем $n'_1=85$. Читаем на характеристиках соответствующие приведенные значения других величин, а затем по формулам получаем: $N=1{,}17$ *квт*; $n=29$; $M=39$ *кгм*; $P_п=482$ *кг*; $P_б=827$ *кг*; равнодействующая сила $P=582$ *кг*. При к. п. д. передачи 0,7 и генератора 0,8 он может отдать только 0,65 *квт*.

Колесо обычно получает не два диска, а три; если в одной его половине разрез лопастей соответствует, например, рис. 16-28,*а*, то в другой этот разрез повернут на 90°, что делает вращение равномернее.

Колесо позади себя сильно искажает поток, почему следующее за ним по течению колесо может быть помещено лишь на достаточном от первого расстоянии.

Мельчайшие поперечные турбины были в 1940 г. применены на Волге для освещения электрическими лампочками судоходных бакенов. Требуемая мощность 16 *вт*. Вертикальный вал турбины помещается на заякоренном поплавке; размеры колеса: $D=45\div75$ *см*; $B=75\div45$ *см*. Поплавок из бревенчатой крестовины перекашивается от напора воды на колесо, и применение таких бакенов теперь, кажется, прекратилось.

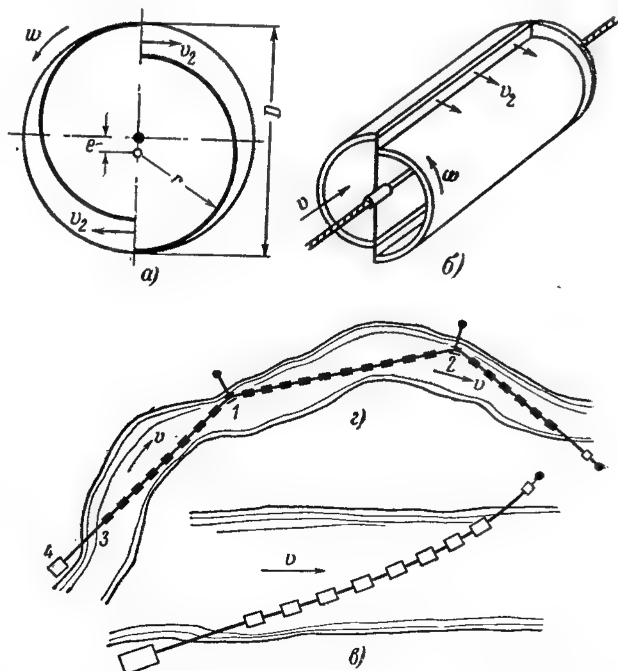


Рис. 16-32. Торцовый гидродвигатель и торцовая русловая установка.

16-16*. ГИРЛЯНДНАЯ РУСЛОВАЯ УСТАНОВКА

Блинов в 1959 г. предложил новую и, кажется, удачную систему использования поперечной турбины в качестве руслового двигателя. В печати он пока поместил лишь ряд кратких агитационных статей, например [Л. 25].

Он берет несколько поперечных турбин, каждая диаметром около 0,25 *м* и длиной около 0,375 *м*. Их лопасти имеют форму по рис. 16-28,*а*. Рабочие колеса насажены на общий вал в виде гибкого, скрученного из стальных проволок троса диаметром до 12 *мм*. Такой набор турбин он называет «гирляндой». Он спускает ее в реку поперек течения (рис. 16-31,*в* и *г*). Один из концов троса, например, правый, прикреплен через посредство шарикового подпятника к лежащей на одном из берегов реки и укрепленной кольями железной балке. На другом конце троса (слева), работающего на кручение, имеются и подпятник и конический зубчатый привод к валу, параллельному берегу и лежащему на своей балке. На конце этого вала посажен повышающий оборотность редуктор и за ним электрогенератор. Таких гирлянд может быть спущено в реку несколько. Все они работают на один вал и один генератор, повышая его мощность.

При опытах автора на Москве-реке при скорости воды 1,3 *м/сек* он по его сообщению получал до 8 *квт* на одну гирлянду. При этом эта мощность может быть определена по его формуле

$$N=0{,}15DBv^3z\ \text{квт}.$$

Сравнение ее с нашей формулой (16-3) дает $\eta=0{,}3$. Подсчет по ней необходимого для 8 *квт* числа турбин дает $z=17$.

Если направления скорости воды и окружной скорости в верхней части колеса совпадают, то боковая сила $P_б$ заставляет гирлянду всплывать; при обратном направлении вращения гирлянда приближается к дну потока. Однако при всплывании колеса все же остаются под свободной поверхностью потока, а при погружении на его дно не садятся.

При работе гирлянды под ледяным покровом трос пронизывает его в двух местах, но благодаря своему вращению ко льду не примерзает.

Наименьшая глубина реки, при которой гирлянда еще может работать, всего лишь 0,4 *м*.

По подсчетам автора, затрата металла на двигатель (без генератора) лишь 70—90 *кг/квт*, соответствующее капиталовложение лишь 80—100 *руб/квт*.

16-17*. ТОРЦОВАЯ РУСЛОВАЯ УСТАНОВКА

Б. С. Блинов далее предложил еще иную русловую установку—торцовую. Он берет колесо поперечной турбины по рис. 16-30 с относительными размерами (рис. 16-32,*а*): радиус лопастей $r=0{,}455D$ и смещение $e=0{,}1r$. Колесо сажается на гибкий трос, работающий на кручение. Однако оно спускается в воду не так, как поперечная турбина, с осью не поперек скорости течения, а вдоль нее. Колесо имеет только один диск, с низовой его стороны. Вода натекает на торец колеса, проникает в пространство внутри его лопастей, повертывается там в радиальном направлении и вытекает из колеса в направлениях v_2 (рис. 16-32,*б*). Таким образом, здесь колесо работает не по принципу поперечной турбины, а скорее как сегнерово колесо.

На трос сажается таких колес много, что образует «торцовую линию» или «торцовую гирлянду». Если поток достаточно широк, то линия спускается в поток наискось (рис. 16-32,*в*); если он узок и извилист, то трос в точках *1* и *2* пронизывает подшипники, оттягиваемые к берегу особыми тягами. Верховой конец троса *3* получает подпятник и вращает генератор *4* (рис. 16-32,*г*).

Достоинством торцовой установки является возможность использования кинетической энергии очень узких и извилистых потоков, даже ручьев.

Предполагая, что колесо использует расход $Q=\frac{\pi D^2}{4}v$ и напор $H=\frac{v^2}{2g}$, находим его мощность

$$N=0{,}5\frac{\pi D^2}{4}v^3\eta\ \ \text{квт}.$$

По сообщению автора, он получал в натурных условиях $\eta=0{,}18\div0{,}23$.

Усилие вдоль троса подсчитывается автором в первом приближении как

$$P=c\frac{\gamma}{g}\cdot\frac{\pi D^2}{4}v^2=c\cdot80D^2v,$$

где $c\approx0{,}6$.

ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИН

17-1. ЗАДАЧИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИН

Гидротурбина, как и другие двигатели, имеет своим назначением снабжать потребителя энергией — в настоящее время почти исключительно электрической — через посредство электрогенераторов. Ее работа и выработка ею энергии происходят под надзором и руководством эксплуатационников в широком смысле слова, начиная от дежурных машинистов вплоть до работников, ведающих производством и распределением энергии в стране. На них лежит обязанность заботиться, чтобы турбины наилучшим образом удовлетворяли своему назначению.

В частности, турбины (или, шире, гидроагрегаты) должны подавать, конечно в пределах возможного, энергии столько и тогда, сколько и когда ее требуется сети. Они должны возможно полнее использовать сосредоточенную у гидростанции энергию воды, т. е. извлекать из каждого кубического метра воды возможно бо́льшую работу; быть долговечными, т. е. медленно подвергаться износу, поскольку он неизбежен; возможно реже останавливаться на ремонт, подвергаться смене лишь по истечении большого срока службы; быть надежными в работе, а именно, не подвергаться внезапным поломкам или угрожающим немедленной поломкой, расстройством их работы, т. е. неожиданным авариям, вызывающим временный вывод их из строя и бо́льшие или меньшие затраты на восстановление их работоспособности.

Чтобы турбины могли выдавать нужную мощность в нужное время, они должны находиться в должном порядке к тому времени, когда от них ожидается такая выдача. Следовательно, их периодический и поочередный для ряда турбин на данной гидростанции ремонт должен производиться в такие периоды года, когда гидростанция по внешним для нее причинам (меньшая нагрузка сети) или по внутренним (например, малый расход реки) не может ожидать полной нагрузки.

Чтобы возможно полно использовать располагаемую водную энергию при заданной на данный момент нагрузке, ее должно воспринимать такое число агрегатов станции, чтобы каждый из них работал при наилучшем возможном для него при данном напоре к. п. д.

Однако турбина наиболее полно использует энергию определенного расхода не тогда, когда ее к. п. д. наибольший, а когда наибольшим является произведение ее к. п. д. на напор. Отсюда следует, что является желательной работа гидростанции при напорах, возможно более близких к наибольшему возможному на гидростанции, т. е., в частности, при заполненном ее водохранилище. Постоянное соблюдение этого условия невозможно, так как тогда водохранилище потеряло бы свое регулирующее значение. Все же всегда следует стремиться к работе при возможно большем напоре, поскольку гидрологические прогнозы могут указывать ожидаемые и подлежащие восприятию в водохранилище паводки и поскольку другие электростанции способны воспринимать такую долю нагрузки сети, что данная станция может производить заполнение водохранилища, поднимая этим свой напор.

Могут быть случаи, разобранные в § 11-21, когда является выгодным работать на двух гидростанциях не с наилучшими при данных их напорах к. п. д. их турбин, а так, чтобы станция с напором, близким к ее наибольшему, воспринимала бо́льшую долю нагрузки, а другая с недостаточным напором копила воду и поднимала свой напор.

Из этих рассуждений видно, что лучшее использование водной энергии данной гидростанцией часто зависит не от ее управления, а от диспетчерской части целого куста станций.

Износ турбин может происходить в разных их частях и от различных причин. Характерными для турбин являются износы их проточных частей и уплотнений от кавитации и от взвешенных наносов и износ опорных и других частей от вибраций. Однако предупреждение такого износа зависит в значительной степени не от эксплуатационников, а от конструкции турбин и гидротехнических сооружений. Попадание в турбины истирающих ее наносов предупреждается отстойниками, исправная работа которых определяется в первую очередь их устройством и лишь во вторую — уходом за ними. Так же и кавитационные явления могут быть в основном предотвращены лишь соответствующем подбором очертаний рабочих лопастей и скоростей в колесе и расположением последнего по высоте, а разъедание — подбором материала. При эксплуатации станции надлежит лишь избегать работы турбины в режимах, особо опасных в отношении кавитации и вибрации, а также наблюдать за развитием разъеданий в целях своевременного и потому легкого ремонта.

Гидротурбины являются относительно очень прочными и надежными машинами, особенно при чистой воде и отсутствии кавитации. Известны случаи, когда маломощная турбина работала ряд лет без внутреннего осмотра и тем не менее не подверглась износу и не претерпевала аварии. При соответствующем уходе часто также надежно работают десятки лет и крупные турбины. Для них, однако, может наступить так называемый моральный износ, когда успехи техники за несколько десятков лет и экономическое развитие страны укажут, что является выгодным заменить старую, еще не изношенную турбину более современной новой, имеющей какие-то показатели лучшими. Обычно таким показателем является не к. п. д., так как он повышается с успехами техники сравнительно медленно, а пропускная способность турбины. Именно с течением времени признается выгодным в большей степени, чем это признавалось ранее, использовать сезонную энергию потока, т. е. его энергию при сравнительно непродолжительных повышениях его расхода в течение года. Тогда оказывается часто возможным вместить в прежний турбинный блок колесо турбины более быстроходной (с большей пропускной способностью) и иногда даже с большим диаметром. Чтобы при этом чрезмерно не увеличивать размеры направителя и улитки, новый направитель иногда делается не радиальным, а коническим.

Надежность работы турбины, конечно, обусловливается ее целесообразным устройством и прочностью ее частей, но она во многом зависит и от ухода за нею. Аварии предупреждаются непрерывным наблюдением за исправностью ее частей и их работы, для чего турбина подвергается регулярным периодическим осмотрам и таким же ремонтам. Аварии предупреждаются четкой работой персонала станции, значительно сокращаются с расширением ее автоматизации, так как тогда снижается неизбежное в меньшей или большей степени влияние на текущее управление механизмами психического состояния человека, его внимательности, памяти, быстрой сообразительности.

Вопросы эксплуатации, преимущественно в отношении обязанностей обслуживающего персонала и способов ремонта при повреждениях, рассмотрены в [Л. 12, 227, 81, 91, 76, 45 и 233], вопросы ремонта турбин — в [Л. 232, 45 и 16].

17-2. НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ, ПОВРЕЖДЕНИЯ И АВАРИИ ТУРБИН

Гидротурбина, как и всякая машина, подвержена общим для многих машин или характерным только для нее болезням, выражающимся вообще в расстройствах ее работы или в ясно выраженных повреждениях. Эти болезни весьма разнообразны, но пока еще недостаточно систематизированы, освещены и объяснены. Патология гидротурбины еще ждет своего исследователя, который сумеет обобщить несомненно огромный накопленный в Советском Союзе опыт распознавания, лечения и предупреждения таких болезней. Попытки обобщения такого опыта уже имеются по турбинам [Л. 12, 34 и 33] и по регуляторам [Л. 35].

Вообще можно сказать, что всякое нововведение не осваивается в турбинах, как и в других машинах или сооружениях, без неполадок на первом образце, без своих детских болезней. Приходится на практике знакомиться со свойствами новой конструкции, так как невозможно полностью предвидеть поведение турбины после ее лишь камеральной и даже лабораторной проработки. Эти неполадки должны указать и необходимые переделки в конструкции и условия ее целесообразного использования. По этой причине нельзя рекомендовать применять нововведения сразу у машин крупных размеров или у большого числа их экземпляров. Целесообразно в число турбин обычного вида некоторой гидростанции включать одну турбину нового вида для ее проверки и для установления как ее достоинств, так и недостатков; последние и должны быть изжиты в повторных экземплярах. Примеры установки таких опытных турбин на наших гидростанциях уже имеются.

С другой стороны, причины неполадок с турбинами хорошо известных видов, освоенных и испытанных на ряде гидростанций, следует искать или в неудачном их изготовлении и монтаже, или в неправильной эксплуатации, или же, наконец, в данных местных условиях их применения, например в необычных для данного типа напоре и высоте отсасывания, в наличии наносов с особыми свойствами и т. п.

Не всякая неполадка в работе турбины является следствием или причиной повреждений и не всякое повреждение немедленно ведет к неполадке. Аварией является такая неполадка в работе, которая ведет к более или менее длительному выходу турбины из строя, т. е. из числа турбин на данной гидростанции, пригодных к эксплуатации.

В настоящее время сколько-нибудь крупные турбины рядом разнообразных автоматических устройств настолько предохраняются от аварий, что необходимо одновременное стечение трех или даже более неблагоприятных обстоятельств, чтобы авария произошла. Так, например, при внезапной полной разгрузке турбины регулятор переводит ее в холостой режим. При неисправности регулятора, например при потере маятником привода, сервомоторы автоматически закрывают турбину. При наличии даже третьего обстоятельства — потери маслом давления — аварии все же не происходит, так как наступивший разгон вызывает спуск падающего плоского затвора и турбина останавливается лишь на краткое время. Тогда для аварии нужно наличие четвертого обстоятельства, например заедания падающего затвора; лишь в этом случае турбина останется в большом разгоне долгое время и может произойти, например, повреждение подпятника, что и выведет турбину на некоторое время из строя. Однако вероятность одновременного совпадения нескольких неблагоприятных обстоятельств очень быстро падает с увеличением их числа. Вообще для турбины весьма опасны ненормально большая оборотность — разгон (а иногда и длительное вращение при малой оборотности), а затем — большие вибрации. Уход за регулированием должен быть особенно тщательным, так как одной из причин аварии может явиться отказ какого-либо из его элементов.

17-3. ПОВРЕЖДЕНИЯ ТУРБИН ОТ КАВИТАЦИИ И ВЗВЕШЕННЫХ НАНОСОВ

Следствием длительной и достаточно напряженной кавитации является в первую очередь разъедание лопастей рабочих колес реактивных турбин, преимущественно ближе к их входным кромкам и с тыльной их стороны. Если лопасти были покрашены, то сперва сходит краска, затем поверхность мутнеет, покрывается язвинами (рис. 8-3,*а*), которые углубляются, пронизывают лопасть насквозь и от нее отваливаются куски. Язвины изредка наблюдаются и на ободьях колес, на

обтекателях и на стенках колесной камеры непосредственно под колесом, на направляющих лопатках, кольцах направителя. У тихоходных турбин они иногда появляются на лопастях и около их входных кромок. У ковшевых турбин кавитационные разъедания могут быть как на соплах и иглах, так и на ковшах; последнее явление иногда объясняется скосом в сторону оси струи при натекании ее на лезвие ковша.

При медленном разъедании лопасти реактивных турбин периодически навариваются свежим материалом, у колес крупных диаметров — без их выемки; известны случаи единовременной наварки и на разъеденное кавитацией крупное колесо материала весом 500 *кг*. Сроки такого необходимого ремонта на разных гидростанциях разнообразны: от нескольких лет и даже до полутора месяцев. Неудачная наварка портит форму лопасти и снижает к. п. д. турбины. При полной негодности колесо заменяется новым, для чего полезно такое иметь в запасе. Иногда эта смена производится регулярно, например каждые 5 лет.

Значительно снижается напряженность кавитационных явлений впуском в колесо воздуха в соответствующих режимах [Л. 92]. Решительной борьбой с кавитацией является замена колеса или его лопастей таковыми более совершенной формы. У ковшевых турбин разъеденные сопла и ковши заменяются новыми, но иногда навариваются и ковши. Лопасти, истертые наносами, ремонтируются так же, как и разъеденные кавитацией.

Довольно трудно определить тот малый предельный размер частиц взвешенных наносов, при котором они становятся безвредными для турбины. Здесь многое зависит от их твердости и формы. Например, кварцевые частицы имеют твердость (по минералогической шкале твердости) 7, т. е. такую же, как и сталь напильника, и, конечно, способны истирать незакаленную сталь или даже слабо закаленную. Опасность износа, кроме количества, размера и твердости частиц наносов зависит и от их формы; частицы, сильно окатанные потоком, менее опасны, чем неокатанные и еще имеющие острые выступы. Наконец, вредность наносов зависит и от скорости их проноса через турбину, т. е. от ее рабочего напора: чем скорости больше, чем наносы опаснее. В первом приближении принимается, что наносы с частицами крупностью 0,25 *мм* и выше не должны впускаться в турбину в количестве, большем, чем 200 $г/м^3$. В эту норму вводятся поправки на напор, твердость и т. п. Однако известно много случаев, когда при гораздо меньших количествах наносов истирание было очень сильным. Борьба с наносами должна, конечно, вестись отстойниками приданием им правильных конструкций и размеров и правильной их эксплуатацией [Л. 215, 60, 162, 233 и 314].

Не всегда легко определить причину разъедания и отнести ее к наносам (если они есть) или к кавитации, тем более что и последняя дает иногда разрушения не рыхлого вида, а такие же, как и от наносов; в виде дорожек с резко очерченными краями. Вообще кавитация разрушает преимущественно колеса, а наносы — и колеса и направители. Далее, кавитация обычно сопровождается вибрациями или по крайней мере шумами, а наносы того и другого не вызывают. У радиально-осевых турбин наносы разъедают преимущественно лицевую, а кавитация — тыльную сторону лопасти. Особенно опасны наносы для уплотнений реактивных турбин; поврежденные уплотнения дают большую утечку и очень сильно снижают к. п. д. турбины. Ковшевые турбины, не имеющие уплотнений, лучше сохраняют при износе свой к. п. д.

Как быстро может изнашиваться турбина от истирания наносами в исключительно неблагоприятных условиях, показывают испытания ОРГРЭС турбин Баксанской гидростанции [Л. 234 и 314].

Большой опытный материал по повреждениям турбин от кавитации и наносов и соответствующему ремонту собран в [Л. 222]; см. также [Л. 137].

17-4. ВИБРАЦИИ

При эксплуатации гидроагрегатов иногда происходят вибрации — постоянные колебания их частей или их целиком; иногда они настолько велики, что начинают колебаться и части здания. Причины вибраций чрезвычайно разнообразны.

В редких случаях они чисто механического происхождения, например от задевания рабочего колеса о стенки колесной камеры или от грубо исполненной зубчатой передачи между валами турбины и трансмиссии.

Другие причины: небаланс роторов генераторов и турбины, неправильная центровка их валов, неисправность подшипников, неосесимметричное питание рабочего колеса турбинной камерой и направителем.

Исследователи турбин указывают еще на такие две причины вибраций: одна — при кавитационных явлениях под колесом периодически образуются большие объемы паров воды, затем быстро конденсирующихся; другая — неоптимальная комбинаторная связь между открытиями и разворотами турбины, при которой обтекание потоком лопастей связано с периодической сменой режима.

Второе указание мы истолковываем так. При неоптимальной связи к. п. д. меньше, чем при оптимальной. Одна из возможных причин — отсутствие «безударного входа» (§ 3-8), т. е. наличие потерь при не равном нулю угле атаки натекающего на лопасть потока. Этот угол атаки при регулировании меняется, что изменяет характер потока между лопастями, их нагрузку и деформации, а это и вызывает вибрации.

Наконец, вибрация может возникать и из-за недостатков генератора (неравномерность воздушного зазора, витковое замыкание обмоток полюсов ротора).

Чтобы нащупать, а затем устранить причину вибрации, делаются разнообразные опыты по изменению режима (например, напора, оборотности, нагрузки, комбинаторной связи), вводится под колесо воздух, принимаются меры монтажного характера. Часто вибрации возникают при очень малых нагрузках агрегата; таких режимов при эксплуатации следует по возможности избегать.

О вибрациях турбин от разнообразных причин и о их замере см. [Л. 33, 24 и 88].

Явления особого характера часто происходят у стенок колесной камеры поворотнолопастных (и вообще крыловых) турбин. Здесь на сравнительно неширокой поясе довольно быстро разъедаются стенки литой колесной камеры. За проеденными стенками начинает разрушаться окружающий их бетон и в нем образуются целые пещеры [Л. 148, 43, 98 и 73].

Причина этого явления еще не вполне ясна. По обе стороны лопасти около ее периферийного торца имеется разность давлений. Она заставляет воду протекать через узкую щель между лопастью и стенкой с большой скоростью, следовательно под малым давлением, что ведет здесь к щелевой кавитации и разъеданию. С другой стороны, каждая точка стенки оказывается то под меньшим давлением — при прохождении мимо нее торца, то под бо́льшим — в промежутках. Число таких колебаний давления в минуту равно произведению оборотности на число лопастей. Можно думать, что это явление ведет к усталости материала и его разрушению.

Так как торцы лопастей, не испытывающие такой перемены давлений, страдают мало, то можно думать, что преобладающей является вторая причина.

Средством борьбы с этим явлением служит пока изготовление колесной камеры из стали с жесткими стенками достаточной толщины. Камера, получившая небольшие разъедания, для своего сохранения покрывается изнутри тонкими пластинками из кавитационно устойчивой стали [Л. 138]. Есть проверенное на осевых насосах предложение делать в стенке камеры, в пределах опасного пояса, кольцевой паз и набивать его лигнофолем, который устойчив при колебаниях давления и задевание за который лопастей при недостаточности зазора безопасно.

В США на ряде гидростанций с турбинами как радиально-осевыми, так и пропеллерными, наблюдались вибрации лопастей, сопровождавшиеся звуком определенной высоты. Иногда на лопастях возникали трещины и у втулки и у обода. Вибрация обострялась при некоторых напоре и открытии направителя, исчезала при других. Успешная борьба велась сперва заколачиванием клиньев между выходными кромками соседних лопастей. Затем было обнаружено, что вибрация замечается лишь в том случае, если хвосты лопастей тупы. Заострение лопастных хвостов обрубкой и опилкой вибрацию прекращало.

Объяснение было найдено в таком виде. При обтекании тела с тупым хвостом с него срываются вихри поочередно то с одной стороны, то с другой вихри (иногда называемые дорожкой Кармана). Каждые два срыва дают толчки хвосту то в одну, то в другую сторону. Если эти толчки попадают здесь в резонанс с собственными упругими колебаниями лопасти, то она начинает вибрировать.

Число толчков в секунду n определяется по числу Струхаля (§ 4-7):

$$\mathrm{Sh} = \frac{nL}{v} = \frac{n\delta_2}{w_2}, \qquad (17\text{-}1)$$

где δ_2 — толщина хвоста лопасти на выходе;

w_2 — относительная скорость здесь же.

Хотя число Струхаля вообще зависит от числа Рейнольдса, но при

$$\mathrm{Re} = \frac{w_2\delta_2}{\gamma} = 10^3 \div 10^5 \qquad (17\text{-}2)$$

оно по опытам почти постоянно, а именно приблизительно равно 0,18, откуда следует:

$$n = \frac{0{,}18\, w_2}{\delta_2}. \qquad (17\text{-}3)$$

Отсюда понятно, что резонанс в определенной турбине мог происходить лишь при определенных w_2 и Q, т. е. при определенных открытии направителя и напоре.

На советских гидростанциях таких звуковых явлений замечено не было, что можно объяснить лучшим изготовлением советских турбин с обязательным заострением выходных лопастных кромок. Однако поломки крыловых лопастей все же случаются [Л. 33 и 313].

Советские турбины иногда получают иные повреждения, причина которых, может быть, близка к причине описанных. А именно: со втулок рабочих колес некоторых турбин достаточно большого размера, и поворотнолопастных, и радиально-осевых неоднократно срывались обтекатели. Можно думать, что здесь разрыв прикрепляющих их болтов происходил от усталости материала при переменных боковых («поперечных») усилиях на обтекатель. А эти усилия могли происходить или от срыва только что указанных вихрей, или от появления и исчезновения несимметричных кавитационных пузырей, или от постоянной разности давлений по обе стороны обтекателя в горловине отсасывающей трубы. Эта разность может вызываться отклонением потока от осесимметричного в этом месте, а эта несимметричность — от искажения потока изогнутой отсасывающей трубой.

Опыты Филатова [Л. 231] показали, что поперечные усилия растут с ростом быстроходности; они наибольшие при наибольшей циркуляции на выходе из колеса.

Замечено, что при укорочении обтекателя (например, при снятии с него нижней, заостренной части) его остальная, верхняя, часть держится на втулке более прочно.

Изучение вибрации крыловых лопастей опытным и расчетным путями теперь ведет Институт машиноведения АН СССР.

17-5. НЕПОЛАДКИ И ПОВРЕЖДЕНИЯ ОТ ПЛАВУЧИХ НАНОСОВ

Если не повреждения, то нарушения работы испытывает турбина от засорения решеток перед ее подводящей камерой. Паводки горных речек забивают мелкие решетки малых турбин самыми разнообразными плывущими предметами, начиная от листьев и сена и вплоть до яблок и змей. Бывали случаи, что даже крупные водосбросные отверстия плотин при особо больших паводках на таких реках забивались вплотную вырванными с корнями деревьями и кустами.

Крупные равнинные водохранилища затапливают торфяники и вырубленные леса. Намокшие пни через несколько лет отрываются от почвы и влекутся по дну к решеткам, где они останавливаются, закупоривая добрую их часть и создавая на них заметный перепад. К ним присоединяются и топляки — намокшие и затонувшие бревна и поленья. Торфяные поля всплывают островами и влекутся течением к решеткам.

Наконец, при переохлаждении воды ниже нуля в ней образуются шуга́ — ледяные кристаллы, слипшиеся

в губчатые массы. Эти массы садятся более или менее плотно на решетку и иногда так забивают ее, что она продавливается или же турбина снижает мощность в несколько раз и даже остается совсем без воды. Шуга, проскочившая через решетку, в турбине обычно не застревает, очевидно потому, что там происходит повышение температуры воды на какую-то долю градуса. Поэтому на время хода шуги (например, поздней осенью) полезно ставить более редкие решетки (мелкие скопления шуги для турбины безвредны, а решетки тогда засоряются медленнее), а на время обилия плавучих наносов (например, летом) — ставить решетки более частые, предохраняющие турбины от засорения.

Решетки мелких турбин чистятся от сора вручную граблями; для удобства чистки они делаются наклонными. Вертикальные решетки крупных турбин чистятся механическим граблями [Л. 60, 162 и 20]. Удаление топляков очень затруднительно; это делается грейферами и часто с помощью водолазов. Торфяные острова должны измельчаться по их всплывании еще в водохранилище.

Плавающий жесткий сор (древесина), прошедший через решетки, может застрять в направителе, у радиально-осевых турбин и внутри колеса. При закрытии направителя кусок дерева, заклинившийся между двумя лопатками, заставляет сервомотор передавать все свое усилие этим двум лопаткам. У крупных турбин тогда срабатывают легко восстанавливаемые предохранители лопаток (§ 6-3), у малых — ломаются лопатки или их оси. Засоренное колесо снижает расход и мощность; оно чистится при осмотре. Колеса крыловых турбин способны пропускать безвредно для себя очень крупные предметы, если только им не случится заклиниться в щель между лопастью и колесной камерой, что иногда случалось с железными предметами.

У малых и средних турбин вредны воронки (§ 6-5) перед решетками, а в открытых камерах — и за ними. Длинный плавающий на поверхности предмет не может пройти боком через решетку. Но, попав в воронку, он может стать стоймя, засосаться в нее и концом вперед проскользнуть через решетку, а затем застрять в турбине [Л. 261].

Бывали случаи, что плавающий предмет (полено) подсасывался к рабочему колесу снизу из нижнего бьефа через плохо работающую (при некотором режиме) изогнутую отсасывающую трубу. Его присутствие обнаруживалось стуком о него лопастей.

Основная борьба с шугой должна вестись при помощи быстрейшего образования ледостава. Иногда измеренное снижение нагрузки и скоростей в водохранилище на одну морозную ночь уже вызывает ледостав и прекращает образование и нанос шуги. Сами решетки предохраняются от оседания на них шуги или обогревом (электрическим током, паром, теплой водой) или впуском в воду перед ними и около их основания струй сжатого воздуха. О спуске шуги через турбины образованием искусственных воронок см. [Л. 57 и 233].

17-6. ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ТУРБИНЫ

Способность турбины пропускать через себя при некотором напоре определенный расход может называться ее пропускной способностью. Очевидно, она может определяться расходом, приведенным к единичному напору, т. е. как

$$Q_I = \frac{Q}{\sqrt{H}}.$$

Наибольшая пропускная способность соответствует наибольшему открытию направителя, а у поворотнолопастной турбины — еще и наибольшему развороту колеса.

Завод-изготовитель снабжает механизм регулирования упорами, не позволяющими получать открытие больше некоторого предельного, соответствующего наибольшей обусловленной запасом мощности турбины при расчетном (§ 11-20) напоре, что и определяет наибольшую пропускную способность турбины.

После некоторого периода эксплуатации иногда оказывается желательным увеличить пропускную способность турбин или в целях повышения установленной мощности (§ 2-9) гидростанции, или хотя бы для повышения ее мощности при пониженном напоре (§ 11-5) — во время половодья [Л. 303], или, наконец, для спуска лишней воды в то же время [Л. 178].

Иногда такое увеличение пропускной способности, а следовательно, если нужно, и мощности произвести удается; это ведет к восприятию станцией больших пиков нагрузки, а иногда и к повышению выработки ею энергии. Однако для возможности такого увеличения необходимо наличие ряда условий, как то:

а) достаточная крепость частей турбины (в частности, вала) для передачи повышенной мощности; способность генератора без перегрева длительно работать с некоторой перегрузкой; такая же способность соответствующего трансформатора;

б) отсутствие заметной кавитации при повышенном расходе;

в) способность турбины увеличить свою мощность при увеличении расхода;

г) возможность конструктивного приспособления направителя и механизма регулирования к увеличению открытия.

Крепость частей турбины проверяется поверочным расчетом деталей турбины, производимым на заводе-изготовителе. О возможности перегрузки генератора судят по температуре в разных его частях.

О наличии кавитационных явлений судят по возрастанию вибраций при повышении расхода.

О способности турбины дать повышенную мощность предварительно судят по заснятой на натуре характеристике $N=f(a)$, а именно: чем круче эта кривая (рис. 11-7,в) в своей крайней правой части, тем вероятнее получение большей мощности. Предел дополнительного полезного открытия определяется лишь испытанием турбины при повышенных открытиях.

Что касается конструктивной возможности получения дополнительного открытия, то часто поршень сервомотора не использует всей длины цилиндра и при предельном, установленном при монтаже открытии упирается в упорные болты цилиндровой крышки. Тогда вывертывание этих болтов допускает увеличение открытия. Если цилиндр короток, то иногда возможно удлинение его прокладкой кольца между его и крышечными фланцами.

Если в цилиндре имеется запас хода со стороны не открытия, а закрытия, то и он может быть использован для увеличения открытия. Однако тогда должна быть изменена длина или штока сервомоторного поршня, или тяги от этого штока к проушине регулирующего кольца. Это обычно возможно; так, на рис. 14-7 показана двусторонняя гайка с нарезками двух разных направлений; поворот ее изменяет длину штока. В этом случае угол поворота кольца сохраняется прежним, что ведет к увеличению как наибольшего открытия, так и наименьшего. Иначе говоря, наименьшее открытие становится больше нуля, т. е. направитель не может быть закрыт полностью.

Если между регулирующим кольцом и сервомотором имеется регулирующий вал, то удлинением рычага на валу можно увеличивать угол поворота кольца; тогда может быть достигнуто большее открытие и без увеличения хода поршня. При этом развиваемое поршнем усилие должно несколько возрасти.

Увеличение мощности турбины в период пониженного напора имеет особое значение на низконапорных станциях при поворотнолопастных турбинах. Вообще пропускная способность таких турбин растет с увеличением и открытия a и разворота φ. Обычно регулирование их налаживается так, чтобы комбинаторная связь была оптимальной, т. е. чтобы при заданном φ (в том числе и предельном) оказывалось такое a, при котором турбина показывала бы наилучший возможный при данном φ к. п. д. Однако это требование неуместно в половодье при ограниченном водохранилище, когда часть расхода сбрасывается мимо турбин; тогда есть смысл требовать от турбины не высшего к. п. д., а высшей мощности. Это допустимо, если дополнительное открытие ведет к приросту расхода, большему, чем падение к. п. д.

На рис. 17-1 изображена часть рабочей характеристики поворотнолопастной турбины, а именно правая ее часть — при больших открытиях, разворотах, расходах и мощностях (см. рис. 11-24). Линии qr соответствуют работе винтовой турбины с наибольшим допущенным (предельным) разворотом φ, линии np — работе при установленной оптимальной комбинаторной связи. Наибольшая (предельная) мощность m_2 при такой связи соответствует к. п. д. m_1 при открытии m_3 и расходе m_4. Однако если есть возможность повысить a с m_3 до S_3, то при том же φ расход повысится до S_4, к. п. д. упадет до S_1, а мощность все же возрастет до S_2. Если бы была возможность повысить и φ, то мощность при том же расходе S_4 повысилась бы до t_2.

На одной из советских гидростанций увеличение открытия поворотнолопастных турбин на 18 *мм* производилось на ходу удлинением тяги на 23 *мм* за 25 *мин*. За месячный паводковый период две турбины дали дополнительную выработку 3 млн. *квт·ч*. При закрытии турбин приходилось тягу укорачивать. На другой гидростанции увеличение одного только открытия мощности не увеличило; одновременное увеличение и разворота повысило мощность на 17% при допустимом еще повышении вибрации [Л. 303].

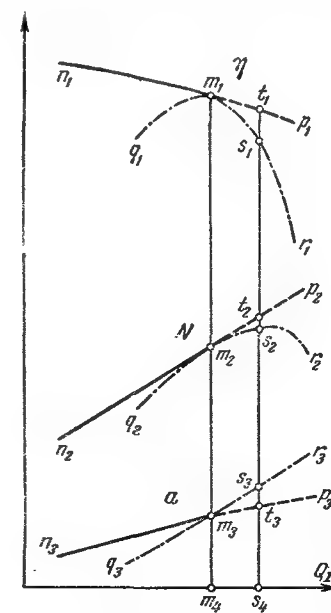


Рис. 17-1. Схема повышения пропускной способности поворотнолопастной турбины.

Вопрос о подборе сочетания открытия с разворотом в целях повышения мощности и пропускной способности турбины изучал Орахелашвили (см. [Л. 178]).

17-7. УЧЕТ СОСТОЯНИЯ И РАБОТЫ ТУРБИНЫ

При работе каждой турбины накапливается опыт ее эксплуатации. Использовать его совершенно необходимо, чтобы впредь эксплуатировать ее более исправно и выгодно. Для этого надо самым тщательным образом вести журнал работы каждой турбины, регистрировать все ее особенности, что на малых гидростанциях делается текущими записями в ее так называемом паспорте [Л. 45]. Он содержит вначале указанные техническими условиями поставки или сообщенные изготовителем, или, наконец, значащиеся в каталоге ее конструктивные и основные рабочие параметры. Далее в паспорт вносят записи об испытаниях, осмотрах и ремонтах, авариях турбины и их причинах, о примененных способах устранения последствий аварий и о рекомендуемых впредь способах их предупреждения. Наконец, ведутся повременные записи о движении рабочих параметров: наличных напорах, пропущенных расходах и выработанной энергии.

На крупных станциях эти записи ведутся еще подробнее по предписанным или рекомендованным формам, образцы которых см. [Л. 52] и которые используются для периодической отчетности.

17-8. ПОСТОЯННЫЙ УЧЕТ ТУРБИННОГО РАСХОДА

Постоянный учет соотношения между затрачиваемой и получаемой после ее преобразования энергии выявляет качественность оборудования и устанавливает правильность его использования. Сравнение этого соотношения при схожих условиях, но в разное время или на разных гидростанциях ведет к суждению о преимуществах или недостатках работы обслуживающего персонала, к выяснению результатов социалистического соревнования, а в итоге — к увеличению количества и качества вырабатываемой энергии, к большей мощи народного хозяйства и — в нашем социалистическом государстве — к устойчивому повышению благосостояния трудящихся.

Однако если на гидростанциях производимая энергия легко учитывается по электрическим приборам, то затрачиваемая энергия, т. е. энергия турбинного потока, определяется не так легко. Она пропорциональна напору и турбинному расходу. Напор определяется достаточно просто по рейкам или манометрам, тогда как точный замер расхода (вертушками или иначе) сложен, хлопотлив, дорог и может применяться лишь изредка, для особых целей (гл. 18). Для постоянного учета необходимы более простые, хотя бы и менее точные способы замера расхода. Теперь такие способы существуют.

Как известно, разность давлений жидкости при входе в суживающийся конус и при выходе из него пропорциональна разности квад-

ратов средних скоростей при выходе и при входе, т. е. квадрату расхода. Соответствующее устройство носит обычно название расходомера Вентури, или, короче, вентуриметра; он может быть назван и конусным расходомером. У некоторых средне- и высоконапорных турбин между трубопроводом и улиткой имеются такие суживающиеся патрубки, хотя и не всегда правильной конической формы. Они легко используются для постоянного учета расхода, для чего оборудуются дифференциальными манометрами, указывающими перепад давлений h.

Расход определяется по формуле

$$Q = \mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gh} = k\sqrt{h}, \qquad (17\text{-}4)$$

где d — диаметр выходного сечения, а h — в *м вод. ст.*

Для точного замера расходомер нуждается в предварительной тарировке. При не слишком малых расходах коэффициент расхода μ остается у одного и того же прибора постоянным. При правильном конусе при потоке, не сбитом каким-либо предшествующим искривлением трубопровода, при гладких стенках и достаточных размерах $\mu \approx 0{,}99$.

Вероятно, крупнейший на свете расходомер Вентури был нами протарирован на Сходненской гидростанции при расходах 17—53 *м³/сек*. Он имеет диаметры 5,4 и 3,7 *м*. Коэффициент расхода μ оказался в пределах 0,85—0,87; если принять $k = 44{,}92$, то средняя квадратичная погрешность при определении расходов по формуле (17-4) равна 0,97%.

Если на трубопроводе перед турбиной имеется колено, то разность давлений у его стенок на его большем и меньшем радиусах связана с расходом зависимостью, аналогичной (17-4). После тарировки дифференциального манометра у такого колена вертушечным способом оно может быть хорошим расходомером; примеры такого использования есть в СССР [Л. 123].

17-9. УЛИТОЧНЫЕ РАСХОДОМЕР И ОБЪЕМОМЕР

Перед низконапорными турбинами нет конических патрубков, удобных для использования в качестве расходомеров; ни патрубков, ни колен часто нет и у турбин высоконапорных. Тогда расход удобно учитывать также по перепаду давлений, но имеющемуся уже не в конусе, а в разных точках улитки. Этот перепад вызывается не столько разностью скоростей, сколько центробежной силой, возникающей на повороте потока в улитке и создающей в одном и том же ее радиальном сечении или двух близких сечениях повышение давления на большем радиусе против давления на меньшем [Л. 123]. Тогда дифференциальный манометр присоединяется к двум отверстиям. Одно (I) — всегда на наибольшем радиусе

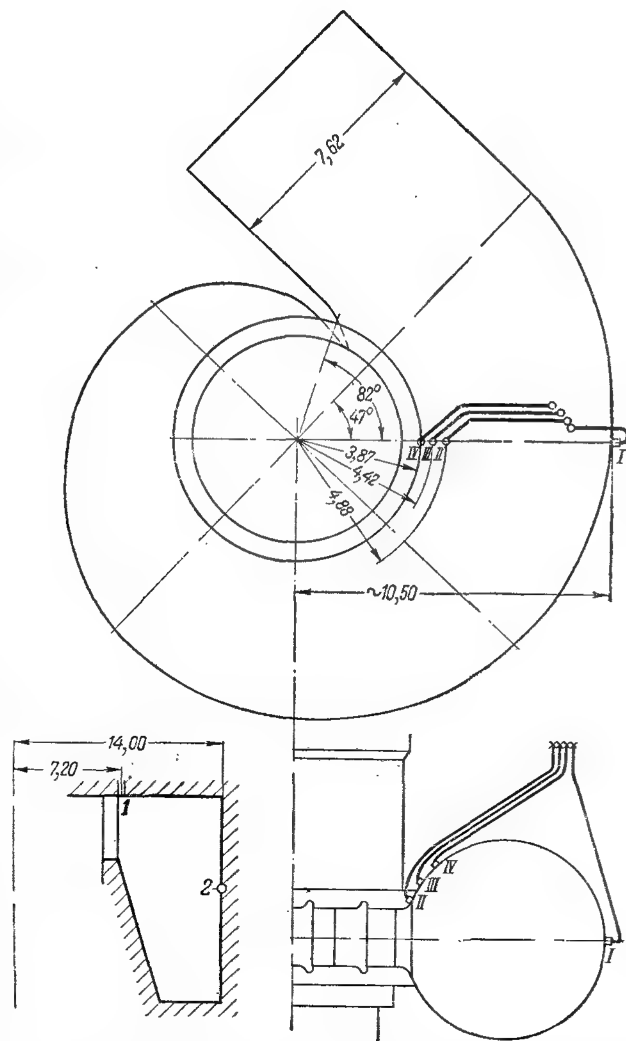


Рис. 17-2. Улиточный расходомер на круглой и тавровой улитках.

улитки в данном сечении, другое — на меньшем, обычно вблизи входа в статорное кольцо (рис. 17-2). Вторых отверстий делают часто несколько (II—IV). Наперед трудно подсчитать, каков будет замеряемый манометром перепад. Если он при отверстии II на малом радиусе оказывается излишне большим, то пользуются отверстием на большом радиусе, например IV, и наоборот. Если за удобный перепад принять 3 *м вод. ст.* = 0,22 *м рт. ст.*, то уже при напорах меньше примерно 50 *м* приходится брать отверстие II, ближайшее к статорному кольцу. При еще меньших напорах приходится или мириться с меньшим перепадом, или внутреннее отверстие переносить внутрь статорного кольца, где давление дополнительно снижается за счет роста скоростного напора, или даже прибегать к особым мерам, ведущим к увеличению этого напора. К таким мерам относится, например, предложение, И. А. Чернятина пристраивать у одной из колонок статорного кольца короткую лопатку. Между нею и колонкой образуется суживающийся канал, аналогичный конусу Вентури. В его узком сечении и помещается внутреннее из двух отверстий. По другому способу оба отверстия делаются на поверхности колонки: одно — в ее головной кромке, оно направлено навстречу течению, другое — в ее хвостовой кромке.

В общем наличные данные позволяют утверждать, что расход довольно точно пропорционален перепаду давлений в двух точках на разных радиусах в степени половина и что коэффициент пропорциональности у одной и той же турбины довольно постоянен при разных ее расходах, хотя бы и в разнообразных режимах с разными напорами и открытиями; однако точное значение этого коэффициента предусмотреть довольно трудно, поэтому такой улиточный расходомер обычно тарируется.

При практическом применении способа два отверстия обычно закладываются в пределах первого или второго после входа квадранта улитки и притом необязательно в одном и том же радиальном сечении. При металлической улитке эти отверстия часто возможно осуществить и на турбине, уже пущенной в эксплуатацию. При бетонной улитке закладка соединительных трубок производится при ее бетонировке.

Расход радиального сечения улитки с расположенными в нем на радиусах R_1 и R_2 отверстиями нами определяется [Л. 282] без тарировки приблизительно как

$$q = \mu f \sqrt{\frac{R_2 + R_1}{4(R_2 - R_1)} \cdot 2gh},$$

где f — площадь этого сечения;

h — перепад давлений, замеряемый между отверстиями;

μ — коэффициент, близкий к единице.

Полный расход турбины определяется как

$$Q = q\frac{360°}{\beta},$$

где β — угол охвата направителя частью улитки между ее зубом и створом отверстия.

Обратно, значение перепада приблизительно определяется как

$$h = \frac{4}{\mu^2} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_2 + R_1} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где

$$v = \frac{q}{f} = \frac{Q}{f} \cdot \frac{360°}{\beta}.$$

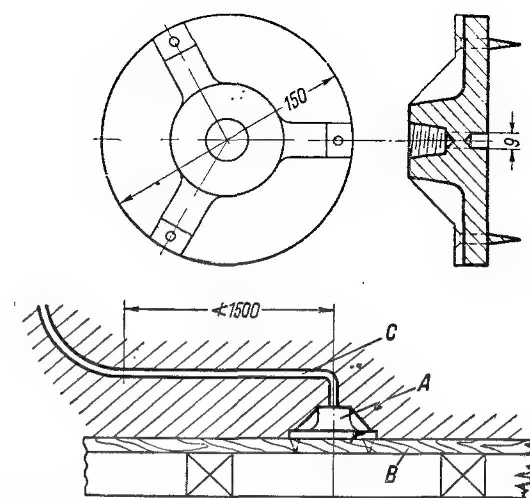


Рис. 17-3. Закладка мерной шайбы в стенку бетонной улитки.

В металлической стенке отверстия сверлятся. Перед бетонировкой бетонной улитки к опалубке пришивается снаружи строганая шайба (рис. 17-3). После снятия опалубки отверстие (диаметром 6—13 *мм*) сверлится изнутри улитки. Оно должно быть строго перпендикулярным поверхности стенки и не иметь заусенцев. Если кромки и скругляются, то лишь слегка. Во избежание засорения должна иметься возможность промывать трубки и отверстия водой из водопровода под напором.

В простейшем случае трубки присоединяются к дифференциальному ртутному манометру, если перепад мал, — то или к двум открытым пьезометрам, или к одному дифференциальному водяному.

Отверстиями для замера расхода теперь снабжаются улитки всех крупных турбин и многих средних.

Часто применяются особые датчики в виде поплавков внутри ртутного манометра. Поднимаясь или опускаясь, поплавки воздействуют на соленоиды, которые электрическим током передвигают указатели на пульте управления станции. Эти указатели могут быть оборудованы особой кинематической связью так, что они могут указывать величину, пропорциональную не квадрату расхода, а самому расходу. Наконец, может быть пристроен механизм, суммирующий расходы по времени; такой прибор может именоваться объемомером.

Разработка соответствующей методики ведется преимущественно во ВНИИГ, которым составлены инструкции для оборудования турбин улиточными расходомерами и для обращения с ними. См. также [Л. 106, 42 и 235].

В § 11-22 выяснено значение гидрометрических постов для изучения гидрологических явлений. Там установлено, что гидростанции делают часто негодными существовавшие до их постройки посты, сами же они могут и должны использоваться как таковые, замеряя и переменный расход реки и весь пропускаемый ею объем воды.

Гидростанция пропускает воду через турбины и водосбросы; часть воды спускается шлюзами; некоторое ее количество фильтрует в обход плотины и испаряется в водохранилище.

Расход турбины может определяться по режимам их работы и их характеристикам (§ 11-22) и точнее — их расходомерами и объемомерами. Расход водосбросов должен определяться по их открытию, напору и

соответствующему коэффициенту расхода, расход шлюзов — по их объему.

Таким образом, оборудование турбин расходомерами является необходимым не только в энергетических, но и в гидрологических целях.

Мгновенный расход гидростанционного узла еще не определяет мгновенного бытового расхода реки, так как между ними есть разница из-за расхода, скапливаемого в водохранилище или спускаемого из него. Соответствующие перерасчеты см., например, [Л. 52].

Различные водосбросы имеют разные коэффициенты расхода, которые в действительности часто не совпадают со значениями, определяемыми при модельных испытаниях, а тем более с величинами, указываемыми в справочниках. Определение же этих коэффициентов на самых натурных объектах представляет собой трудную гидрометрическую операцию. Примеры такого опытного определения коэффициента расхода крупного водослива см. [Л. 261], быстротока — [Л.172], бревноспуска — [Л. 259].

17-10. РАСХОД ТУРБИНЫ, УДЕЛЬНЫЙ ПО ВЫРАБОТКЕ ЭНЕРГИИ

Совершенство использования турбинами энергии воды на гидростанции может определяться удельным расходом воды на выработанный киловатт-час. Такой средний за некоторое время расход получается делением пропущенного и замеренного объема воды на выработанную за то же время энергию.

Очевидно, если этот показатель меньше, то энергия воды используется турбиной лучше. Такой взятый для большого срока показатель может в некоторой степени характеризовать качество работы персонала, обслуживающего турбины гидростанции, которая работает на собственную сеть. Если он повышается, то или турбины сами почему-то снижают к. п. д., или они используются далеко от их оптимальных режимов, или, наконец, турбины чаще работают при сработанном водохранилище.

Если же гидростанция работает в кусте гидростанций, то такое достоинство этого показателя снижается, так как сработка и наполнение ряда водохранилищ каскада гидростанций находятся в распоряжении не персонала станции, а диспетчерского пункта всего куста, а этот пункт заботится о наилучшем обслуживании сети и экономичной работе всех своих станций в целом, а не одной из них. Поэтому управлению данной станции приходится использовать расход при напорах, находящихся вне его ведения.

Тогда работу персонала станции следовало бы оценивать по отношению к выработанной энергии не объема воды, а произведения этого объема на наличный при его пропуске напор, т. е. приводить удельный расход не только к единице расхода, но и к единице напора.

Такой показатель годен и для сравнения качества работы турбин на разных станциях с разными напорами.

17-11. ГИДРОАГРЕГАТ В РЕЖИМЕ СИНХРОННОГО КОМПЕНСАТОРА

Индукция в сети уменьшает при переменном токе коэффициент мощности $\cos\varphi$, из-за чего электрогенераторы не могут быть использованы на полную их мощность (§ 2-9). Известно, что синхронные двигатели, включенные в такую сеть и работающие вхолостую, могут бороться с этим явлением, увеличивая в сети коэффициент мощности и тратя на свое вращение небольшую энергию. Далее, синхронный генератор может работать и как синхронный двигатель, не отдавая энергии в сеть, а получая энергию из нее. Наконец, на гидростанциях с несколькими гидроагрегатами некоторые из них часто не работают: потому ли, что расход реки в данное время недостаточен, потому ли, что потребность сети в энергии невелика. Отсюда следует, что коэффициент мощности сети может быть повышен запуском турбинных генераторов в качестве работающих вхолостую двигателей.

На валу ротора генератора сидит рабочее колесо турбины. Было бы желательно отцеплять его от вала генератора на время такой работы последнего. Практически это невозможно, и генератору приходится вращать и это колесо. Для уменьшения потерь и затраты энергии следует, однако, на время такой работы освобождать колесо от воды, так как на свое вращение в воздухе оно тратит гораздо меньше энергии, чем на вращение в воде.

При введении гидроагрегата в такой режим затвор перед турбиной закрывается и вода в турбину не поступает, но колесная камера все же остается заполненной водой. Если высота отсасывания положительна, т. е. колесо расположено над водой, то для освобождения от воды камеры достаточно дать ей сообщение с атмосферой, что достигается открытием в крышке турбины указанных в § 8-8 и 14-15 воздушных клапанов. Если колесо погружено под нижний уровень, приходится через эти клапаны вводить свежий воздух. Для ускорения опорожнения камеры полезно вводить сжатый воздух и при положительной высоте отсасывания. Ковшевая турбина в таком опорожнении не нуждается, так как ее колесо вращается в воздухе.

ГЛАВА ВОСЕМНАДЦАТАЯ

НАТУРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИН

18-1. ЗНАЧЕНИЕ И ПРОИЗВОДСТВО НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТУРБИН

Будем называть натурными турбины, изготовленные для промышленной эксплуатации, в противоположность подобным им (§ 4-3) модельным, употребляемым для лабораторного исследования. В соответствии с этим и исследования турбин на месте их установки для

промышленного использования называются натурными (или установочными).

В настоящее время натурные турбины (по крайней мере реактивные) в гидравлическом отношении (но, конечно, не в отношении крепости их частей) не рассчитываются. Рассчитываются их модели или, вернее, их типы безотносительно к их размерам. Серия турбин включает в себя все турбины разных размеров с подобными у них проточными частями. Турбина разработанного типа малого размера изготовляется и испытывается в лаборатории как модель.

Если результаты разнообразных испытаний благоприятны, то модель типа принимается на производство; разрабатываются проекты турбин этого типа тех или других нужных размеров. По ним изготовляются натурные турбины, сдаваемые в эксплуатацию.

Качественность работы этих турбин и показатели этой работы (рабочие параметры) предопределяются лишь по аналогии с опытно определенными параметрами модельных турбин и надежны и точны лишь постольку, поскольку достоверны способы их пересчета с модели на натуру. Так как эти способы не вполне достоверны, то и рабочие параметры натурных турбин никогда полностью не совпадают с предусмотренным в проекте пересчетом. Так, не совпадают полностью, например, значения оптимального к. п. д. и его снижения при отклонениях от оптимального режима, оптимальные оборотность и мощность, кавитационные показатели, оптимальная комбинаторная связь и т. п. Между тем для экономически выгоднейшей эксплуатации надо точно знать одни рабочие параметры (режимы с наилучшими к. п. д.), для надежной — другие (по кавитации и вибрации) и т. п. Отсюда следует, что желательно всякую натурную турбину исследовать на месте ее установки в целях улучшения условий ее использования.

Кроме того, желательно испытать всякую крупную турбину для проверки качества изготовления ее заводом, в частности для проверки ее рабочих параметров, указанных (гарантированных) заводом-изготовителем в договоре о поставке или в приложенных к нему технических условиях; испытывать все мелкие, серийно изготовленные турбины было бы слишком дорого; они должны испытываться лишь на образцах определенной типоразмероконструкции, изготовляемой на данном заводе.

Далее, в конструкции турбин все время вводятся усовершенствования, нововведения. Поэтому следует также испытывать первые образцы с такими нововведениями с целью выявления их достоинств и недостатков и вынесения суждения о целесообразности внедрения этих нововведений.

Наконец, каждая гидростанция может и многие из гидростанций должны быть использованы как гидротурбинные лаборатории с моделями в натуральном масштабе, на которых многие научно-исследовательские вопросы могут быть освещены если не полнее, то точнее и ближе к практическому использованию, нежели в лабораториях.

Для оценки условий работы турбины следует считать необходимым в дополнение к модельным испытаниям турбин проведение широких натурных испытаний. Чем больше будут исследоваться натурные турбины и чем внимательнее будут изучаться результаты этих исследований, тем легче будет происходить совершенствование типов и конструкций, надежнее и быстрее внедряться полезные нововведения, точнее определяться наперед рабочие параметры натурных турбин пересчетом полученных на моделях опытных данных, экономичнее и надежнее эксплуатироваться турбины, полнее удовлетворяться энергетические потребности нашей социалистической страны.

Для научно-исследовательской работы над натурными турбинами в 1927—1941 гг. особые секторы преемственно существовали в научно-исследовательских институтах: Государственном научно-экспериментальным институте промышленных, гражданских и инженерных сооружений, в институтах Гидротехгео, ВОДГЕО, гидроэнергетическом и гидромашиностроительном. Теперь такой специальной организации нет. Одной из задач Государственного треста по организации и рационализации районных электрических станций и сетей (ОРГРЭС) является помощь гидростанциям в наладке правильной эксплуатации их оборудования. Но в соответствии с этим профилем ОРГРЭС интересуется работой не турбин, а гидроагрегатов и даже гидроблоков в целом, ставя перед собой задачу повышать экономичность эксплуатации гидростанций с наличным на них оборудованием. Поэтому ОРГРЭС и должен интересовать к. п. д. данного агрегата, а не турбины и не работа данной турбины в каких-либо интересных условиях, возможных на данной гидростанции, но необычных для нее, и не сравнение работы данной турбины с работой несколько отличных от нее турбин другой гидростанции. Одним словом, профилю ОРГРЭС соответствует выполнение лишь первой задачи из перечисленных выше четырех. Но заводы, научно-исследовательские организации, а часто и гидростанции заинтересованы в выполнении и остальных трех задач. В таких случаях исследования производятся более или менее случайно самими станциями, районными управлениями энергетического хозяйства, строительными конторами, научно-исследовательскими институтами (ВИГМ, ВНИИГ, ВНИИГиМ, САНИИРИ), секторами республиканских академий наук и т. п. Каждая из организаций, занимаясь этим делом отрывочно, не имеет, естественно, возможности ни накопить большого преемственного опыта, ни подобрать кадры и полный приборный инвентарь и т. п., что и сказывается пока на полноте, стоимости, сроках и использовании исследований.

18-2. ВИДЫ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Натурные испытания разделяются на виды в соответствии с их назначением.

П у с к о в ы е испытания имеют целью безаварийный ввод построенной гидростанции во

временную эксплуатацию. Перед завершением строительных и монтажных работ в последние 1—2 мес. перед пуском станции строительством и монтажной организацией ведутся пусконаладочные работы по постепенному и осторожному вводу в работу отдельных составных частей станции и испытания на пригодность их к пуску [Л. 225, 29 и 76].

В частности, налаживаются и проверяются механизмы турбинного оборудования, заполняются нижний и верхний бьефы, трубопровод и улитка, проверяется работа затворов, производятся холостая прокрутка агрегата, сушка генератора, обкатка агрегата под нагрузкой (иногда на реостат), ревизия подпятника, наладка и проверка действия автоматического регулирования. После пусковых испытаний станция готова для сдачи во временную эксплуатацию.

Приемо-сдаточные испытания турбинного оборудования имеют целью доказать, что оно соответствует техническим условиям поставки в отношении мощности в ряде предусмотренных ими режимов и что оно достаточно надежно для передачи станции в постоянную эксплуатацию. Проверка к. п. д. турбины и генератора в состав этих испытаний не входит, так как, с одной стороны, ни надежность работы, ни допустимость ввода в эксплуатацию от действительных значений этих к. п. д. не зависят, а с другой — точные определения этих к. п. д. являются сложными и длительными операциями, которые не должны задерживать промышленного использования гидростанции. Кроме того, производство этих операций удобнее при налаженной уже эксплуатации.

Испытания натурных турбин, имеющие целью определение их к. п. д., не имеют пока общепринятого краткого названия. Их часто называют просто испытаниями на к. п. д. Обобщая с другими испытаниями (вибрации опор, регуляторов, затворов), их иногда называют генеральными или эксплуатационными. Мы их называем контрольными по тому соображению, что они проверяют, контролируют выполнение турбиной как машиной-двигателем наиболее важного ее назначения — возможно полно преобразовать в другой вид подводимую к ней энергию (§ 1-2), что и оценивается к. п. д.

В частных случаях целью контрольных испытаний является проверка тех обязательств по к. п. д., которые принял на себя завод-изготовитель в договорных условиях на поставку. Если называть эти обязательства гарантией, то такие испытания могли бы называться гарантийно-поверочными. Однако эти обязательства в Советском Союзе имеют иной характер, чем заводские гарантии в капиталистических странах. А именно: там полный расчет заказчика с поставщиком может быть произведен лишь после таких испытаний, когда выясняются размеры премии заводу за перевыполнение гарантии и причитающегося с него штрафа за недовыполнение; после гарантийно-проверочного испытания и приемки турбины ответственность с завода за к. п. д. турбины снимается. В СССР нет ни премий заводам, ни штрафов с них. Ответственность завода за полное соответствие получаемого к. п. д. им указанному — моральная, хотя, конечно, большое расхождение этих значений может повлечь за собой обязательную для завода замену рабочего колеса или даже всей турбины более исправными.

Если контрольное испытание имеет целью определить к. п. д. турбины в таком виде, в каком она изготовлена заводом, то оно должно быть произведено до заметного ее износа от наносов или кавитации. Так как при испытаниях сначала определяется к. п. д. агрегата, а затем по этому к. п. д. и к. п. д. турбины, то испытание генератора (если оно вообще признается нужным) должно предшествовать испытанию турбины.

В технические условия поставки включаются обязательства завода в отношении работы автоматического регулятора и вибраций. Проверка этих указаний тоже входит в состав контрольных испытаний. Кавитационнный износ может быть определен осмотрами лишь после длительной работы турбины.

Для экономической эксплуатации поворотнолопастных турбин имеет большое значение опытная наладка оптимальной комбинаторной связи на самой установке, так как пересчет этой связи с модельных испытаний ненадежен. Если эта наладка производится с определением абсолютных значений к. п. д., то она относится к контрольным испытаниям; если же по относительным (§ 18-5), то она может относиться и к пусковым, и к приемо-сдаточным.

При контрольных испытаниях точно определяется расход, почему при них легко тарируется расходомеры.

Натурным испытаниям могут быть, конечно, поставлены и специальные задачи практического — в интересах данной станции или научно-исследовательского порядка. В частности, полезно повторять время от времени контрольные испытания для определения износа турбины.

18-3. ПРАВИЛА И ПРОВЕДЕНИЕ КОНТРОЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Результаты контрольных испытаний важны не только для определения качества или свойств данной турбины, но и как показатели для сравнения турбин разных типов, разных конструкций, разного изготовления. Чтобы результаты были сравнимыми, контрольные испытания производятся по одинаковой методике, с однообразной, возможно более высокой точностью. Чтобы были налицо и это однообразие, и эта точность, разрабатываются правила производства контрольных испытаний.

Первые, насколько известно, такие официальные правила были изданы в Швейцарии в 1924 г., затем они появились и в других странах. Турбины первенца советской гидроэнергетики — Волховской гидростанции — были испытаны в 1928 г. с помощью шведских инженеров и посредством шведских же приборов, но в этом же году и независимо от этих испытаний начались самостоятельные исследования турбин и советскими организациями (§ 19-1). Длительная их работа повела к созданию кадров опытных испытателей и даже целой советской школы по испытанию натурных турбин, внесшей много нового в это дело.

Осознав необходимость советских правил для испытаний натурных турбин, ряд авторов, а затем и организаций занялся составлением проектов таких правил. Такие проекты были составлены М. А. Малышевым в 1927 г., Объединенным научно-техническим советом в Ленинграде в 1931 г., нами в 1933 и 1938 гг., В. А. Тиме (в тресте «Спецгидроэнергомонтаж») в 1950 г., Л. А. Владиславлевым (в ОРГРЭС) в 1952 г.

Однако официальное утверждение получили в СССР пока лишь три следующих проекта:

1. Составленная Е. В. Близняком «Инструкция по определению расходов воды при испытании и приемке турбин гидростанций», утвержденная Главгидроэнергостроем в 1940 г. со сроком ее действительности по 1 апреля 1943 г. [Л. 175].

2. Составленные нами «Нормы установочных испытаний малых водяных турбин», утвержденные в 1946 г. начальником Главсельэлектро Министерства земледелия СССР и обязательные в системе этого министерства [Л. 174].

3. Составленные нами «Правила установочно-контрольных испытаний гидротурбин прямого привода», утвержденные в 1952 г. Министерством машиностроения и приборостроения СССР в качестве ведомственной нормали и обязательные в системе этого министерства [Л. 47].

Разница между названными нормами и правилами такова: правила относятся к испытанию мощных турбин прямого привода, т. е. имеющим общий вал с генераторами. Их мощность определяется по мощности и к. п. д. последних. Эта мощность замеряется электрическими приборами, а этот к. п. д. у более крупных агрегатов определяется в разных режимах на месте особыми опытами, у меньших — берется по указаниям заводов-изготовителей.

К точности испытаний турбин меньшей мощности (примерно до 500 *квт*) предъявляются менее строгие требования. Поэтому нормы рекомендуют несколько более простые приемы для испытаний, чем правила. С другой стороны, в расчете на неопытных исследователей к нормам приложены облегчающие их использование методические указания.

Малые турбины иногда работают не на генераторы, а непосредственно на рабочие машины; тогда их мощность (до 100—200 *квт*) может определяться тормозом, обращение с которым также указывается в нормах.

Кроме замера мощности, в состав контрольных испытаний турбины входят замеры напора, расхода, к. п. д., оборотности, открытия направителя, разворота лопастей и иногда некоторые другие, например вибраций, потерь в подпятнике. Из последних обычно лишь половина относится к потерям турбины, а другая половина — к потерям генератора. Изредка они распределяются между турбиной и генератором пропорционально осевым усилиям, передаваемым на подпятник от турбины и генератора.

Рабочий напор определяется по занивелированным рейкам (за вычетом приводных потерь), пьезометрам, манометрам, в том числе и дифференциальным. О видах используемых напоров см. § 7-14.

В расчет напора турбины (т. е. выраженной в метрах энергии пропускаемого турбиной килограмма воды) входит разность отметок этого килограмма при входе в трубопровод и его же при входе в турбину. Если давление у последнего входа замеряется манометром при закрытой турбине, то эта разность обычно подсчитывается умножением давления p *кг/см*^{2} по манометру на 10. Такое вычисление неточно, так как объемный вес воды, находящийся в трубопроводе под давлением, больше 1 000 *кг/м*^{3}.

Если рассмотрение уточнить, учтя ничтожную сжимаемость жидкостей от давления, то тогда, как мы доказали в 1956 г. [Л. 283], уравнение Бернулли (1-1) *должно принять вид:*

$$H = z + \left(1 - \frac{p}{2\varepsilon}\right)\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g},$$

где ε есть модуль упругости жидкости, равный для воды в среднем $2{,}08 \cdot 10^8$ *кг/м*^{2} $= 2{,}08 \cdot 10^4$ *кг/см*^{2}.

Поправочный на сжимаемость воды множитель в скобках тем меньше единицы, чем больше давление. Обычное принятие его равным единице преувеличивает энергию давления, при испытании турбины преувеличивает ее *напор* и преуменьшает ее *к. п. д.* Если мано-

метр перед турбиной показывает, например, $p=100$ *кг/см²*, то здесь энергия давления оказывается равной лишь 997,6 *м*, а не 1 000 *м*, как обычно принимается. Тогда обычный способ подсчета занижает к. п. д. турбины против истинного на 0,24 относительного процента. При $p=20$ или 50 *кг/см²* это занижение равно 0,048 и 0,12%.

Оборотность вала турбины определяется счетчиком оборотов и секундомером или их комбинацией в виде тахоскопа, или же по частотомеру генератора.

Открытие и разворот определяются по их указателям, однако шкалы последних должны быть предварительно сверены с действительными значениями того и другого, что делается при опорожненной турбине.

Вибрации определяются особыми приборами — вибрографами, помещаемыми на разных частях агрегата.

Потеря в подпятнике определяется по расходу и повышению температуры воды, охлаждающей его масло.

Осевое усилие принимается пропорциональным прогибу опоры под подпятником.

Наиболее трудной операцией при натурных испытаниях турбин является замер их расхода; основным способом здесь является вертушечный (§ 18-4); при благоприятных условиях может быть применен способ ударный (§ 18-6); способ водосливный удобен лишь при очень малых расходах мелких установок.

О тепловом способе определения к. п. д. турбины см. § 18-7.

В нашей статье [Л. 290] очень подробно описаны испытания крупнейшей низконапорной турбины и ее генератора на Угличской гидростанции: примененные аппаратура и методика, полученные результаты, сравнение подобных режимов у натуры и модели, пересчет к. п. д. с модели на натуру и т. п. В приложении дана инструкция по проверке угла установки лопастей.

В § 7-4 нами разобраны разные виды к. п. д. турбин, вычисляемые по разным видам напоров.

У угличской турбины (ПЛ-ВБ-900) нами были опытно определены для ее оптимального режима:

действительный $\eta_д=91{,}69\%$;
собственный $\eta_{сб}=92{,}82\%$;
основной $\eta_{ос}=94{,}10\%$;
гидростанционный $\eta_{гст}=93{,}63\%$.

Надо признать эти значения высокими и турбину очень хорошей. Однако она в Угличе работает при такой оборотности, которая во время испытаний при обычном напоре соответствовала приведенной оборотности $n_1'=165$. Между тем по модельной топограмме ее к. п. д. при некотором снижении этой оборотности растет. Иначе говоря, оборотность турбины в Угличе несколько завышена для обычного напора. На Рыбинской гидростанции работают такие же турбины с той же оборотностью, но при большем напоре. Можно быть уверенным, что там турбины показали бы еще бо́льшие значения к. п. д.

По натурным испытаниям турбин вообще см. [Л. 63, 45, 233, 259, 261, 36, 93 и 37].

18-4. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ВЕРТУШКАМИ

Способами измерения скоростей и расходов жидкостей, в частности воды, занимается гидрометрия. Она разделяется на гидрометрию речную, лабораторную и установочную — в натурных сооружениях (не на моделях). По последней наиболее полным является наше руководство [Л. 282].

Способы измерения расхода разделяются на точечные и целиковые. При первых замеряются скорости в ряде точек поперечного сечения (створа) потока; по площади сечения и осредненной скорости вычисляется расход. При целиковых способах (например, водосливном) расход определяется сразу полностью по некоторой замеряемой величине.

Вертушечный способ принадлежит к точечным. При нем скорости замеряются особым прибором — гидрометрической вертушкой (называемой также вертушкой Вольтмана). В редких случаях одна и та же вертушка помещается в разные точки створа; в других (при круглых трубах) несколько вертушек размещается на одной-двух штангах, расположенных в створе крест-накрест. В большинстве случаев при прямоугольном створе несколько вертушек укрепляется на одной горизонтальной или вертикальной штанге, которую затем передвигают, останавливая для замера в некоторых положениях по высоте или ширине створа.

Вертушка состоит из лопастного колеса с осью, направляемой навстречу течению, и включенного в нее механизма для счета ее оборотов. Этот механизм в современных вертушках заменяется устройством, временно замыкающим после некоторого числа оборотов колеса (например, 20) электрический ток, который и дает записи на движущейся ленте прибора (хронографа), находящегося у наблюдателя. По числу сигналов и времени замера вычисляется число оборотов колеса в секунду, что определяет скорость воды по предварительной тарировке вертушки. Тарировка производится на особых станциях проведением вертушки с известной скоростью в стоячей воде. Более подробное описание вертушек см. в любом руководстве по гидрометрии.

Вертушечный способ применим от самых малых турбинных расходов до самых крупных. Этим способом был в 1950 г. А. Е. Поляковым и нами замерен крупнейший на свете расход, доходивший до 654 *м³/сек*, турбины Угличской гидростанции [Л. 290]. Крупнейший так замеренный расход за рубежом (на гидростанции Рибург-Швербштадт в 1930 г.) равнялся лишь 320 *м³/сек*. Этот способ после объемного, для натурных турбин вообще непригодного, является и наиболее точным.

Но для успешности его применения должен иметься налицо удобный створ, т. е. такое сечение потока, в котором имелись бы достаточная средняя скорость, во-первых, и достаточно правильное распределение скоростей, во-вторых. Можно принять, что скорости в створе вообще достаточны, если средняя скорость при наибольшем расходе турбины не менее 1 *м/сек*. Обычно натурная турбина не испытывается при расходах, меньших 40—50%. Тогда средняя скорость спускается до 0,4—0,5 *м/сек*, а в отдельных точках она еще меньше, но все же достаточна для точного измерения, тем более что требования к точности при малых нагрузках турбины падают.

Что касается правильного распределения скоростей, то в створе не должно быть скоростей слишком косо, непараллельно стенкам направленных; не должно быть около стенок больших завихрений, вызывающих сильные пульсации скорости и даже отрицательные значения последней.

При наличии трубопроводов достаточных диаметров (например, не меньше 0,8—1,0 *м*) вертушки часто помещаются именно в них. Там скорости вполне достаточны и распределение их в сечении хорошее или удовлетворительное.

Число точек в створе берется или по старой формуле

$$z=\alpha_1\sqrt{F},$$

или по новой

$$z=\alpha_2\sqrt[3]{F},$$

где F есть площадь его сечения. За „насыщенность" сечения точками принимаются (обычно ближе к меньшим значениям): $\alpha_1=10\div25$; $\alpha_2=24\div36$. Если в створе два-три отсека, например между бычками приводной камеры, то F и z относятся лишь к одному отсеку.

У крупных низконапорных турбин створ берется в приводных камерах, а именно чаще всего в сечениях между шандорными пазами. Здесь неудачные формы забрала, оголовков бычков, пола часто сбивают течение и его приходится улучшать особыми выправителями, т. е. вводимыми на время измерений стенками. Они вводятся или перед забралом, если он угловатого сечения, чтобы сделать вход в камеры плавно суживающимся, или за забралом, чтобы удлинить прямолинейный, выравнивающий течение участок потока перед створом. Если скорость в сечении недостаточна, то выправитель иногда может быть оформлен и помещен так, чтобы являться и стеснителем, т. е. уменьшить сечение до желаемой величины. В большинстве случаев удается обходиться выправлением верхнего очертания потока, т. е. введением только потолков, а не исправлением боковых стенок. Часто удобно по предложению И. В. Котенева потолок оформлять в виде обшитого досками шандора, который легко спускается в нужное положение соответствующим краном. Тогда мерный створ располагается ниже по течению шандорных пазов.

На рис. 18-1,*а* изображен выправитель перед забралом, на рис. 18-1,*б* — шандорный выправитель в виде

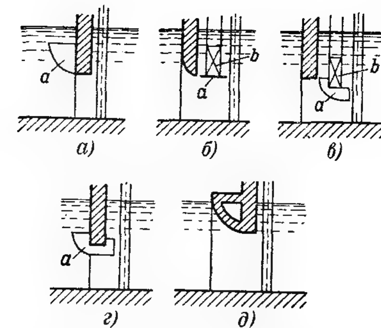


Рис. 18-1. Выправители и стеснители мерных створов у крупных низконапорных турбин.

потолка за забралом, на рис. 18-1,*в* — такой же выправитель, являющийся и стеснителем, на рис. 18-1,*г* — заводной (заводимый под забрало тросами) стеснитель; на рис. 18-1,*д* указано благоприятное очертание забрала, не требующего при достаточной скорости выправителя. Буквой *a* обозначены выправители (обычно деревянные), буквой *b* — шандоры.

Пунктирами указаны мерные створы, где и располагаются вертушки.

Всякая замеряемая величина опытно определяется с некоторой погрешностью. Предполагая известными погрешности отдельных операций, можно по теории вероятностей подсчитать и погрешность окончательного результата. Соответствующие наши подсчеты [Л. 278] приводят к таким значениям погрешностей при тщательно проводимом определении к. п. д. мощной низконапорной турбины и при вертушечном замере расхода.

Средняя квадратичная ошибка опытно определенного к. п. д. против истинного ±0,3%, вероятная — две трети этого значения, т. е. 0,2%, наибольшая — втрое больше, т. е. 0,9%. Это значит, что половина опытных данных, вероятно, имеет погрешности менее 0,2%, другая половина — 0,2—0,9%. В составе этих ошибок участвуют в долях: частные ошибки в замере мощности — на 12%, напора — на 18%, расхода (вертушками во многих точках сечения) — на 70%.

В обычае, закрепленном правилами всех стран, вычислять входящий в состав рабочего напора турбины скоростной напор при входе в нее по средней скорости сечения, т. е. принимать здесь коэффициент кинетической энергии потока равным единице, что вводит в вычисление напора небольшую ошибку.

Если вертушками достаточно точно протарирован какой-либо расходомер (§ 17-8 и 17-9), то испытание турбин производится быстро в ряде разнообразных режимов при определении расхода по показаниям этого расходомера.

При измерении расхода вертушками в створе прямоугольного сечения ряд вертушек (до 10 шт.) обычно закрепляется на подвесной спускной горизонтальной штанге длиной до 8 *м*. Ее концы оформляются в виде ползушек или кареток, движущихся в боковых пазах створа. Штангу останавливают на ряде разных отметок; таким образом замеряют скорости во многих (до 200) точках створа, а по осредненной скорости определяют и расход.

От этого остановочного варианта вертушечного способа выгодно отличается не менее точный вариант заездный (интегральный), когда штангу медленно передвигают сверху вниз (или наоборот), а каждая вертушка замеряет скорость, среднюю на всей вертикали. Этот способ подробно разработан в СССР и широко применяется. При нем опыты, а главное их обработка производятся быстрее, чем при остановочном.

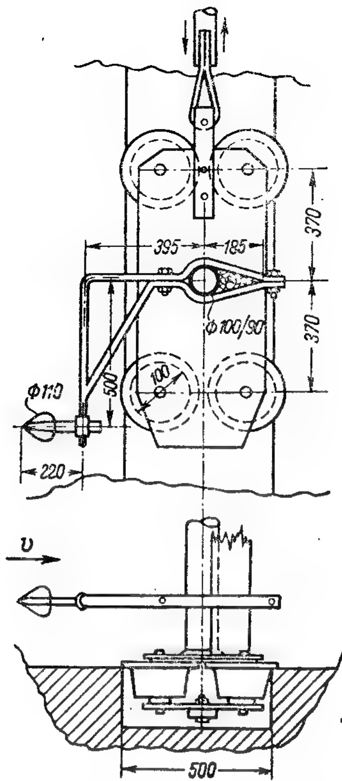


Рис. 18-2. Горизонтальная вертушечная штанга с тележкой.

Применяемые в СССР штанги очень просты и легки. Они изготовляются (рис. 18-2) из труб, вдоль которых с их задней стороны хомутами укрепляется деревянный в разрезе хвостовидный обтекатель. Он очень сильно уменьшает прогибающее штангу усилие от натекающей воды. Вертушки прикрепляются к штанге также хомутами.

Штанга передвигается вверх и вниз, скользя тележками по боковым вертикальным пазам. Показания вертушек записываются электрическим током на лентах хронографа; по этим записям и определяются скорости в точках.

В крупных трубопроводах две расположенные накрест и снабженные вертушками штанги прикрепляются своими концами к металлическим стенкам болтами или временной сваркой. В трубопроводы малого диаметра штанга вводится снаружи через сальник в стенке [Л. 259]. Одиночная вертушка передвигается штангой вдоль по диаметру от точки к точке.

18-5. НАЛАДКА ОПТИМАЛЬНОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ СВЯЗИ

Эта наладка у натурных поворотнолопастных турбин производится так же, как и у моделей, т. е. определением к. п. д. при одном и том же развороте лопастей, но при различных близких открытиях направителя. При этом возможно руководствоваться и не абсолютными значениями к. п. д., а лишь относительными, для чего можно использовать расходомеры (§ 17-9), хотя бы и нетарированные.

Для нетарированного расходомера (§ 17-8) при обычно постоянном k в выражении (§ 17-4) имеем для двух расходов:

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\sqrt{\frac{h_1}{h_2}},$$

что ведет при том же напоре к выражению

$$\frac{\eta_1}{\eta_2}=\frac{N_1}{Q_1}\cdot\frac{Q_2}{N_2}=\frac{N_1}{N_2}\sqrt{\frac{h_1}{h_2}}.$$

Оно показывает, что, замеряя мощности и перепады давлений в расходомере в двух режимах, можем судить, в каком из них к. п. д. больше. Таким образом, мы в состоянии, не зная абсолютных значений к. п. д., определять их относительные значения и судить о большей или меньшей выгодности режимов. Следовательно, так можно находить и оптимальную связь открытия a с разворотом [Л. 273]. В английской литературе испытания турбин с определением не абсолютных, а лишь относительных к. п. д. называются «указательными» (index tests).

И. Н. Дымент предложил при такой наладке связи пользоваться одиночной вертушкой. Она, будучи помещена в удачную точку потока, показывает скорость, приблизительно пропорциональную расходу при условии, что колебания расхода незначительны.

Владиславлев пришел к заключению [Л. 32], что при отклонении от оптимальной связи вибрация гидроагрегата увеличивается. На этом основан предложенный им способ наладки оптимальной связи без замера расхода. А именно, особыми вибрографами определяются вибрации опорной, несущей подпятник вертикального агрегата конструкции при одном и том же развороте, но разных открытиях. Взаимная сверка способов по к. п. д и по вибрации показывает довольно близкое совпадение так определяемых оптимальных связей.

18-6. УДАРНЫЙ СПОСОБ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА

По турбинному трубопроводу движется вода с определенной скоростью, соответствующей расходу и сечению. Будем быстро закрывать направитель. Вода будет останавливаться и ее кинетическая энергия переходить в давление с соблюдением положения: приращение (или уменьшение) количества движения, т. е. произведения массы тела на изменение его скорости, равно произведению силы на время или интегралу таких элементарных произведений по времени:

$$Mv=\int P\cdot dt. \qquad (18\text{-}1)$$

В 1923 г. Н. Гибсон в США предложил использовать это положение для замера расхода, а именно так. Избирается участок трубопровода некоторой длины. Масса воды в нем определяется по его диаметру и длине участка; диаметр определяется многочисленными замерами. Направитель работающей турбины достаточно быстро прикрывается. В любой момент во время закрывания сила P равна разности произведений давлений в двух крайних сечениях трубопровода на равные площади этих сечений, т. е. она пропорциональна разности здесь давлений. Эта разность замеряется дифференциальным ртутным манометром, присоединенным к этим двум сечениям. Она переменна и зависит от закона изменения открытия направителя по времени.

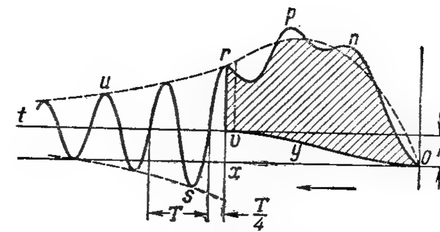


Рис. 18-3. Запись разности давлений при замере расхода гидравлическим ударом.

Один из уровней манометра проектируется световым лучом на движущуюся светочувствительную ленту. Колебания уровня довольно прихотливы, так как они зависят не только от колебания давления, но и от инерции ртутного столба.

Чтобы получить указанный интеграл, надо спланиметрировать площадь на ленте между началом и концом закрытия. Однако нижняя граница этой площади является не горизонтальной прямой, а особой кривой, постепенно изменяющейся по высоте, начиная от разности давлений между сечениями до закрытия и до такой разности после закрытия, а эта разность зависит от сопротивления для течения на этом участке. Эта кривая строится по особому вычислению.

Спланиметрированная площадь определяет в некотором масштабе правую часть уравнения (18-1), а следовательно, и скорость v, имевшуюся вначале, и соответствующий расход. На рис. 18-3 показан образец такого записанного графика. Заштрихована площадь, подлежащая планиметрированию. Через h указана разность потерь на участке до и после закрытия. Пунктиром указана площадь, какую описал бы безынерционный прибор.

По наладке способа на данной установке ряд многочисленных опытов производится быстро. Необходимые на месте приспособления (два отверстия в трубопроводе) гораздо проще, чем при вертушечном способе. В этом достоинства ударного способа. Он, очевидно, принадлежит к числу целиковых (§ 18-4).

Применим он только при наличии трубопровода и притом лишь при наличии в нем достаточно длинного прямолинейного участка, так как давления с вогнутой и выпуклой сторон изгиба различны и точно замерить здесь среднее давление нельзя.

Далее, обработка графика для возможности его планиметрирования сложна, так как не вполне определенны начало и конец кривой, в каких пределах и должна определяться площадь. Эти пределы определяются довольно субъективно.

В состав погрешностей способа входит ошибка от неточного предположения, что вода по закрытии направителя полностью теряет свою кинетическую энергию. На самом деле это не так, и вода еще и тогда продолжает двигаться в трубопроводе, а именно: около оси трубы вода движется в направлении прежней скорости, а около стенок — в обратном.

Наконец, вполне закрытый направитель пропускает через турбину некоторый расход, так что ударный способ определяет не скорость и расход, имевшиеся до закрывания, а разность этого расхода и расхода закрытой турбины. Определение же последнего расхода и хлопотливо и неточно.

По ряду причин часть опытов из целой их серии приходится обычно браковать.

В США этот способ широко распространен. Его там применяет одна и та же контора, используя собственные приборы, что до некоторой степени обеспечивает единообразие опытов и сравнимость их результатов. В СССР способ, предложенный Гибсоном, сторонников не нашел. В СССР имеется несколько импортных экземпляров прибора Гибсона и его способ иногда применяется. Теорию способа см. [Л. 77].

Кроме способов определения расхода вертушечного, водосливного и ударного, существуют и другие способы, например трубками Пито, смешения, центробежной силы на колене и др. [Л. 282]. В некоторых случаях они являются предпочтительными. По замеру способом центробежной силы в улитке см. § 17-9.

18-7*. ТЕПЛОВОЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ К. П. Д. ТУРБИНЫ

Коэффициент полезного действия натурной турбины опытно обычно определяется (18-3) по ее напору, расходу и мощности. Замер расхода всегда более или менее затруднителен. При тепловом способе этого замера избегают, что и является одним из достоинств способа. Однако он требует сложной аппаратуры и щепетильно аккуратного ее использования. Он основан на следующем. Протекая через турбину, вода встречает препятствия в виде гидравлических сопротивлений. Она тратит на их преодоление часть своей энергии; мы эту затрату называем потерями, но соответствующая энергия не исчезает, а переходит в тепло и вода выходит из турбины более теплой, чем входит.

Если полезный напор турбины $H_{\text{м}}$, то каждый протекший килограмм воды мог бы отдать ее колесу и валу $H_{\text{кгм}}$; он отдает на $h_{\text{пот}}$ меньше, так как такая часть его энергии переходит в тепло. Зная разность температур входа и выхода, можем по теплоемкости воды определить увеличение теплосодержания этого килограмма, а зная механический эквивалент теплоты, можем определить, какая доля ξ от H затрачена на сопротивления, т. е. ушла в потери. Тогда к. п. д. турбины (назовем его условно гидравлическим) есть

$$\eta_2=\frac{H-h_{\text{кот}}}{H}=\frac{H-\xi H}{H}=1-\xi.$$

Замечаем, что в состав потерь ξ входят в первую очередь внутренние гидравлические потери (путевые и вихревые, § 12-8), затем объемные и дисковые, но не входят механические (в опорах и сальниках вала), а также и выходные из отсасывающей трубы, которые относятся обычно тоже к гидравлическим. Однако не очень трудно определить те и другие и подсчитать тогда и полный к. п. д. турбины.

Способ предложен французом Пуарсоном в 1921 г. Он и называется во Франции или по его имени, или термометрическим или термодинамическим. Позже он дорабатывался и уточнялся рядом исследователей также во Франции. К 1957 г. им было испытано до сотни турбин радиально-осевых и ковшевых при напорах 100—700 *м*; погрешность определяемых в отдельных режимах к. п. д. равна от ±0,5 до ±1,5%, тем меньше, чем больше напор. Способ применим и к центробежным насосам.

Схема современного использования способа дана на рис. 18-4. В сечении у входа *ВХ* замеряется давление $p_{вх}$; температура отходящей воды t_2 — в сосуде *III*, куда вода постоянно поступает из выходного сечения *ВЫХ*. Через сосуд *I—II* постоянно же протекает вода с расходом, например, 0,4 *л/сек*. Проходя через дроссель *I*, она нагревается до температуры t_1. Поворотом ручки дросселя *I* можно изменять его сопротивление и эту температуру воды изменять до температуры t_2. Тогда, очевидно, нагрев воды и гидравлические потери как в турбине, так и в дросселе *I* равны. Но в таком случае отданная валу энергия $\eta_2 H$ одного прошедшего через турбину килограмма воды равна не истраченной в дросселе *I* энергии $\frac{p_1}{\gamma}$ другого килограмма, прошедшего через сосуд *I—II*. Таким образом, замер p_1 с учетом z_1 и z_2 определяет $\eta_г H$. Сам же напор *H* определяется по $p_{вх}$ и занивелированным отметкам $z_{вх}$ и $z_{вых}$ с учетом приблизительно известных $v_{вх}$ и $v_{вых}$.

Французские источники рекомендуют для вычисления η_2 довольно сложную формулу, в которую входят все эти величины и, кроме того, относительный объем единицы массы воды $\sigma_0 \approx 1$. В формулу входят два поправочных коэффициента: α и β, учитывающих

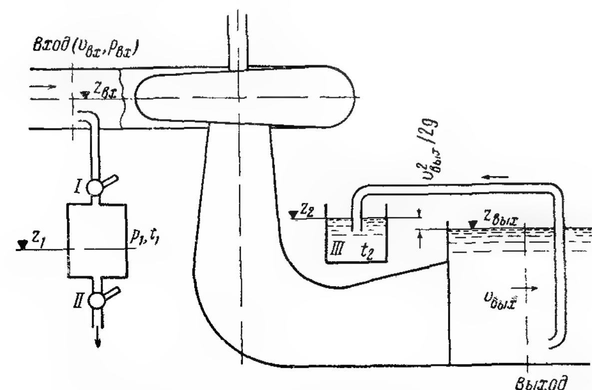


Рис. 18-4. Схема использования теплового способа.

влияния изменения σ_0 в зависимости от $t_{вх}$ и $p_{вх}$. Если t_1 не точно равно t_2, то в формулу входят еще, во-первых, их разность $t_1 - t_2$, во-вторых, механический эквивалент тепла $j = 427$ *кгм/кал*, в-третьих, удельная теплоемкость воды $G \approx 1$ *кал/кг*. α и β определяются по особым графикам.

Для применения способа надо по существу знать не сами температуры t_1 и t_2, а лишь их разность. Она определяется по двум «термометрам сопротивления», один из которых помещается в сосуд *I—II*, а другой — в сосуд *III* или даже в сечение *ВЫХ*. Каждый термометр состоит из тонкой платиновой спирали, утопленной в стекло. Ее омическое сопротивление зависит от ее температуры. Разность сопротивлений двух спиралей, а следовательно, и разность температур определяются мостиком Уитстона, в диагональ которого включен гальванометр. Хороший мостик может определить разность температур 0,0005° С, чему соответствует 0,25 *м* напора.

Замер длится 10—15 *мин*. Очень важно, чтобы за это время не менялась температура поступающей в турбины воды. Затем важно обезопасить проводку между двумя датчиками температуры (спиралями) и мостиком от ее нагрева или охлаждения, затем от нагрева трубу между сечением *ВХ* и сосудом *I—II*.

Нагрев воды в самой турбине извне от воздуха и бетона в машинном здании, как показали опыты, совершенно незаметен.

Видно, что при применении этого способа за напор натурной турбины принимается ее «действительный» напор, т. е. тот же, который определяется и при модельных испытаниях (§ 7-14). Более подробные описания способа и аппаратуры, а также соответствующие формулы и значения коэффициентов α и β см. в [Л. 295].

Полагаем, что по тепловому способу можно сделать такие выводы:

1. Во Франции практически освоены как нужная аппаратура, так и сам способ при напорах свыше 100 *м* на турбинах радиально-осевых и ковшевых.

2. Способ удовлетворительно точен; он тем точнее, чем больше напор.

3. Следует начать освоение способа и в Советском Союзе, что связано с построением и испытанием достаточно сложной аппаратуры.

18-8*. АВТОМАТИЧЕСКИЙ ЗАМЕР К. П. Д. ГИДРОАГРЕГАТА

Австрийская фирма Сименс и Гальске выпускает аппарат, длительно показывающий к. п. д. гидроагрегата во время его работы. Его схема применительно к низконапорной турбине дана на рис. 18-5.

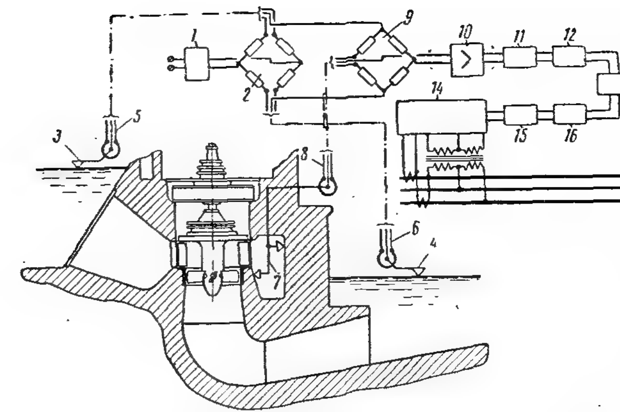


Рис. 18-5. Схема аппарата, длительно указывающего к. п. д. низконапорного гидроагрегата во время его работы.

Здесь переменный ток поступает в электромагнитный стабилизатор *1*, который питает первый мостик Уитстона *2*. В верхнем и нижнем бьефах расположены поплавки *3* и *4*; присоединенные к ним потенциометры *5* и *6*, меняя сопротивления, посылают в мостик *2* токи большего или меньшего напряжения в зависимости от уровней. Напряжение в диагонали мостика оказывается пропорциональным разности уровней, т. е. напору.

В спиральную камеру турбины помещается улиточный расходомер *7* (§ 18-9). Здесь опять потенциометрический датчик *8* посылает в диагональ второго мостика *9* ток с напряжением, пропорциональным расходу *Q*.

Тот же мостик получает ток от первого мостика с напряжением, пропорциональным напору *H*, и выпускает ток с напряжением, пропорциональным уже произведению *QH*, т. е. мощности водного потока.

Напряжение выходящего из мостика *9* тока повышается в усилителе *10*; далее ток проходит через указатель *11* и самописец *12* мощности потока и поступает в логометр *13*.

Мощность трехфазного генератора *N* замеряется по способу двух ваттметров в измерительном преобразователе *14*; выходящий из него постоянный ток пропорционален этой мощности. Он тоже проходит через свои указатель *15* и самописец *16* и поступает в логометр *13*, стрелка которого показывает на своем циферблате частное $\frac{N}{QN}$, т. е. величину, пропорциональную к. п. д. агрегата η.

Аппарат при такой схеме показывает к. п. д. одного агрегата, а при некотором усложнении может давать и общий к. п. д. нескольких работающих на станции агрегатов, т. е. к. п. д. станции.

Расходомер в улитке может быть заменен при высоких напорах расходомером Вентури или дроссельными приборами, а у ковшевых турбин — учетом давления перед соплом и положения иглы.

Показание к. п. д. может передаваться на большое расстояние, например к диспетчеру системы, который, сравнивая наблюдаемые им к. п. д. разных станций, может менять их нагрузки так, чтобы каждая из них имела высокий к. п. д.

Снижение к. п. д. у одного и того же агрегата в одних и тех же его режимах, происшедшее за какое-то длительное время, указывает на какое-то неправильное его обслуживание или на износ турбины.

Очень краткое изложение соответствующего проспекта названной фирмы см. в [Л. 217].

Можно здесь заметить, что замеряемый аппаратом по рис. 18-5 к. п. д. не соответствует вполне ни одному из разобранных в § 7-14 видов к. п. д. Он ближе всего подходит к гидростанционному к. п. д. $\eta_{гс}$, но лишь тогда, когда нижний бьеф не восстанавливает кинетической энергии. От действительного к. п. д. турбины $\eta_д$ замеряемый к. п. д. отличается потому, что он учитывает и потери генератора и что соответствующий замеряемому напор преувеличен на входные потери.

Можно пожелать, чтобы эти или подобные им аппараты возможно скорее внедрились в оборудование наших крупных гидростанций. К этому обязывают и решения июньского (1959 г.) Пленума ЦК КПСС, призвавшие наши науку и технику к широкому использованию автоматики.

18-9. НАТУРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОТСАСЫВАЮЩИХ ТРУБ

Точное определение коэффициента восстановления отсасывающей трубы на установке затруднительно, так как для этого необходимы замеры давлений и скоростей во многих точках ее выходного и входного сечений (§ 12-15), а ввод шаровых гидрометрических трубок во входное сечение крупной трубы почти невозможен.

Для ориентировочного исследования трубы пользуются здесь одним-двумя отверстиями в стенках, где при закрученном потоке давления не равны среднему по сечению (что и снижает точность исследования). В результате может быть получен график работы трубы (см. рис. 18-6) [Л. 261].

Здесь указаны в зависимости от расхода: нижний уровень $\nabla_н$, статическое разрежение (высота отсасывания) $h_{стат}$, замеренное динамическое разрежение $h_{дин}$, вычисленные скоростные напоры при входе в трубу $\frac{v_3}{2g}$ и при выходе $\frac{v_5^2}{2g}$ и потеря на сопротивление

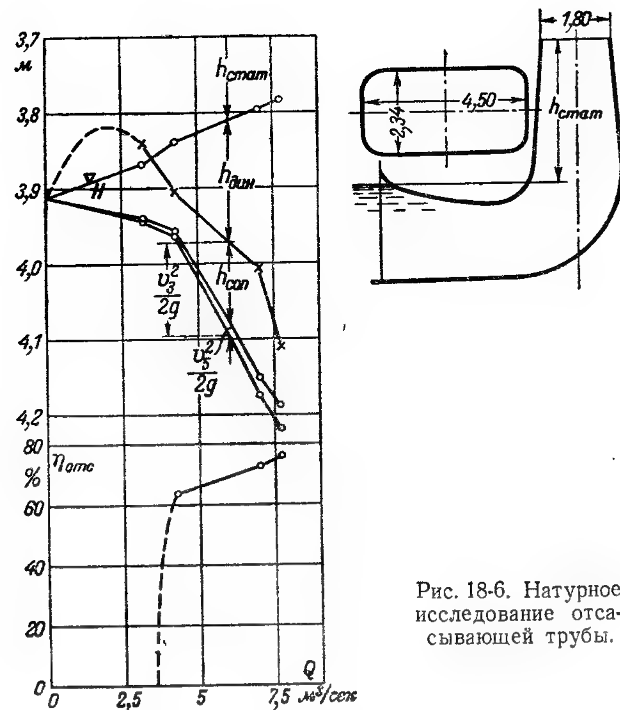


Рис. 18-6. Натурное исследование отсасывающей трубы.

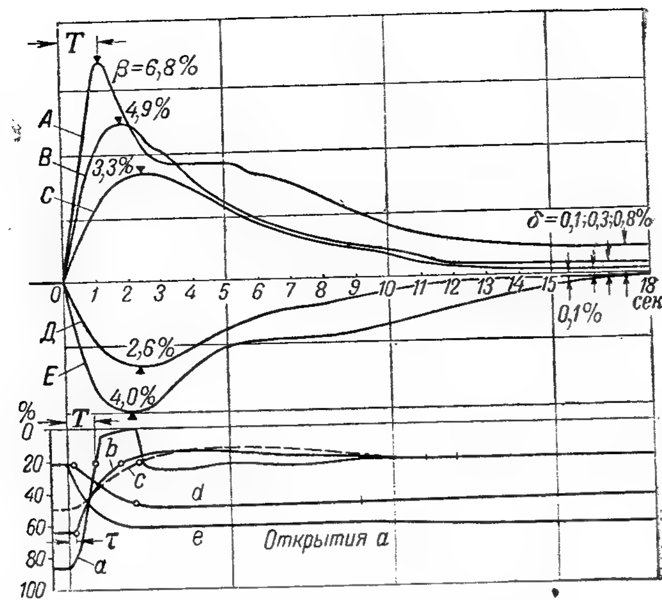


Рис. 18-7. Тахограмма исследования регулирования.

в трубе. Внизу построена кривая $\eta_{отс}$. Видно, что динамическое разрежение получается лишь при достаточном расходе (большем 3,5 $м^3/сек$); коэффициент восстановления (не вполне точный) достигает 75%.

18-10. УСТАНОВОЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Системы автоматического регулирования исследуются на турбинных установках для определения временной и остаточной неравномерностей, нечувствительности, времени затухания колебаний оборотности, устойчивости регулирования, колебаний, давления воды перед и за турбиной, давления масла и т. п., регулирования параллельно работающих агрегатов — также на взаимную их работу, в частности на равномерность распределения изменений нагрузки.

Основным прибором раньше являлся тахограф. В нем равномерно движется бумажная лента, на которой ряд перьев вычерчивает продольные линии. Одно из перьев, соединенное с часовым механизмом, отмечает секунды. Другое, соединенное с тахометром, дает кривую изменения оборотности. Третье связано с механизмом сервомоторов; оно вычерчивает кривую изменения открытия. Могут быть и добавочные перья, например для записи ходов золотников или холостого спуска и т. п.

Образец таких тахограмм дан на рис. 18-7. Здесь на оси абсцисс отложено время от мгновенного изменения нагрузки. Вверху изображены изменения оборотности, внизу — открытия. Линии *A*, *B*, *C*, *a*, *b*, *c* относятся к сбросу нагрузки, линии *D*, *E*, *d*, *e* — к набросу. Пять опытов относятся к таким изменениям нагрузки с такими временными неравномерностями:

		ΔN			β
A	от	30	до	3%	+3,3%
B	„	65	„	3%	+4,9%
C	„	83	„	3%	+6,8%
D	„	3	„	30%	−2,6%
E	„	3	„	55%	−4,0%

На графике указаны также остаточная неравномерность δ и нечувствительность регулирования τ.

В настоящее время кривые обычно записываются осциллографами [Л. 35]; датчиками для них являются питаемые постоянным током потенциометры, движки которых прикрепляются к движущимся элементам. Образец такой осциллограммы даем по [Л. 111] на рис. 18-8. Здесь записана работа регулятора типа *РС* на Курьяновской гидростанции при сбросе полной мощности. Кривые указывают смещения (в *мм*): S_c — штока сервомотора, $S_н$ — поршня катаракта, $S_з$ — поршня главного золотника, *n* — число оборотов генератора.

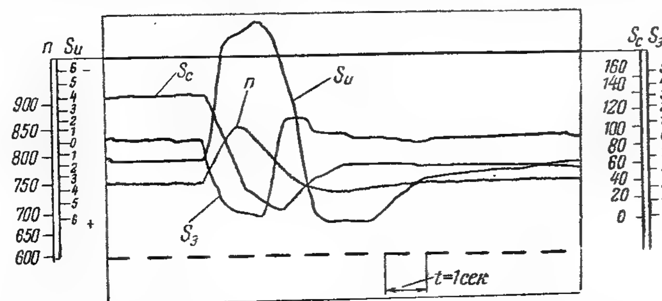


Рис 18-8. Осциллограмма исследования регулирования.

Видно: время закрытия направителя 1,5 *сек*, полное время регулирования 5,5 *сек*, временная неравномерность 15%.

Обязательных правил для испытания регуляторов на гидростанциях СССР пока нет. Проект таких правил имеется в проекте программных генеральных испытаний Тиме (§ 18-3). Ряд примеров произведенных практических испытаний см. [Л. 304, 4 и 263]. Ряд полезных указаний см. [Л. 35].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Надеемся, что изучение читателем этой работы приведет его к заключениям:

1. Как ни сложно гидротурбостроение в теоретическом и практическом отношениях, понимание его основных положений и использование его успехов достигаются при последовательном систематическом изучении достаточно просто и легко.

2. Использование водной энергии гидротурбинами достигло в настоящее время высокой степени совершенства.

3. Русские ученые и турбостроители в это дело внесли много своего еще в дореволюционное время, начиная с Л. Эйлера в XVIII в. и И. Е. Сафонова в начале XIX в.

4. Особенное развитие и крупный размах оно получило в Советском Союзе, начиная с постройки Ярополецкой гидростанции, осуществленной заботами В. И. Ленина, и с его плана электрификации России, и обеспечило возможность сооружения современных гидростанций небывалой мощности.

5. Отстав в XIX в. от зарубежного, отечественное турбостроение теперь его перегоняет и становится ведущим на земном шаре.

6. Предел совершенства в турбостроении еще не достигнут; приближение к нему должно являться задачей всех участников в деле использования водной энергии.

7. Совместные, согласованные, дружные усилия научных и производственных работников в области гидротурбостроения поведут к еще более совершенному использованию гидроэнергетических запасов нашего отечества, сделают его более сильным, повысят благосостояние его населения, ускорят его приближение к коммунизму.

8. Все работники, связанные с гидротурбостроением, воодушевляются тем значением, которое придается гидроэнергетике партией и правительством.

Автор же почитает себя счастливым, что он за свою жизнь имел возможность наблюдать широкое развитие любимого им со студенческих лет дела — использования его Родиной своей водной энергии — и мог по мере сил способствовать этому развитию и что он теперь может передать, в интересах того же дела, накопленные им знания и опыт следующему поколению, которому он желает такого же счастья.

ЛИТЕРАТУРА

В скобках указаны номера параграфов, в которых имеются ссылки на данные источники. Сокращение ГТС означает журнал «Гидротехническое строительство».

1. Александров А. Е., Некоторые гидрометрические результаты натурных испытаний крупной низконапорной станции, Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС, вып. 23, 1960 (9-10, 18-4).

2. Александров А. И., У истоков гидротурбостроения, Машгиз (Урало-Сибирск. отделение), 1957 (1-5.).

3. Александров Б. К., Пути к ускорению и удешевлению строительства приплотинных гидроэлектростанций, ГТС, 1944, № 1/2 (5-11).

4. Альтерман Д. З., Опыт наладки регулирования гидротурбины, ГТС, 1954, № 8 (18-10).

5. Анисимов Н. И., Использование водной энергии, Изд. 2-е, Транспортиздат, 1935 (10-9).

6. Аронс Г. А., Струйные аппараты, теория и расчет, Госэнергоиздат, 1948 (1-1, 1-5).

7. Асатур К. Г., Расчет спиральных камер таврового сечения, ГТС, 1948, № 12 (6-8).

8. Астров А. И., Водяные турбины, Лекции, читанные в Московском высшем техническом училище в 1901—1902 гг., Изд. студентов училища, 1902; изд. 2-е Студенческой издательской комиссии, 1907, (6-8, 11-3).

9. Багдасаров В. Г., Теория, расчет и практика эрлифта, Гостехиздат, 1947 (1-1).

10. Балакирев В. Ф., Автоматизация гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1949 (14-19).

11. Барков Н. К., Автоматические регуляторы скорости гидротурбин, Госэнергоиздат, 1947 (14-12).

12. Барков Н. К., Попов Н. А. и Фитерман Я. Ф., Эксплуатация гидроагрегатов, Госэнергоиздат, 1949 (17-1, 17-2).

13. Барун В. А., Микрогеометрия обработанной металлической поверхности и ее измерения, Машгиз, 1948.

14. Бауман К. И., Экспериментальное исследование потока в спиральных камерах радиально-осевых турбин, Труды ВИГМ, вып. 18, Машгиз, 1954 (6-6, 6-8, 6-10).

15. Бауман К. И. и Орахелашвили М. М., Регулирование мощности реактивных гидротурбин поворотным носиком спирали, Сб. «Регулирование гидротурбин малой и средней мощности», Труды ВИГМ, вып. 12, Машгиз, 1950 (6-12).

16. Бахметев Б. А., К вопросу о работе водяных турбин при переменном режиме, Известия С.-Петербургского политехнического института, т. 9, 1908 (11-5).

17. Башкиров А. А., Рациональный метод выбора турбин для гидроэлектрической установки, ГТС, 1944, № 8/9 (13-7).

18. Башкиров А. А., Учет влияния напорного трубопровода при расчете гарантии регулирования, ГТС, 1946, № 8 (15-5).

19. Башкиров А. А., О расчете неравномерности хода гидроэлектрического агрегата, ГТС, 1949, № 10 (15-5).

20. Бережной А. А., Силовые здания гидроэлектрических станций и их оборудование, Госэнергоиздат, 1948 (10-9, 17-5).

21. Бернштейн Л. Б., Покорение энергии прилива, Изд. Знание, 1959 (16-1).

22. Бернштейн Л. Б., Приливная энергетика, «Природа», 1959, № 11 (13-4, 16-1).

23. Бернштейн Л. Б., Приливные электростанции в современной энергетике, Госэнергоиздат, 1961 (16-1).

24. Бибер Л. А., Легкий Г. К. и Элькинд Ю. М. Устройство для эксплуатационного контроля вибраций турбо- и гидроагрегатов, «Электрические станции», 1958, № 7 (17-4).

25. Блинов Б. С., Хорошо и дешево; Как устроена гидровингроторная бесплотинная электростанция, «Сельское хозяйство», 2 окт. 1959 (16-16).

26. Бовин В. Т., Новейшие быстроходные турбины и установки с ними, Методология гидравлических расчетов для гидростанции на реке Днепре, вып. 1, 1925 (11-24).

27. Буниатян Б. Л., Опыт эксплуатации микрогэс в Армении, Известия АН Арм. ССР, т. 4, 1951, № 1 (16-10).

28. Буниатян Б. Л., Анализ процесса регулирования турбины микрогэс с прямым автоматическим регулятором, «Известия АН Арм. ССР», т. 5, 1952 (16-10).

29. Вавилов А. С., Пусковые испытания гидроэлектростанций, ГТС, 1949, № 1 (18-2).

30. Вахрамеев Б. А., Развитие конструкций гидротурбин, Машгиз (Урало-Сибирск. отделение), 1957 (1-6).

31. Вахрамеев Б. А. и Рудаков Е. Н., Новая ковшевая гидротурбина, «Бюллетень научно-технической информации по гидромашиностроению ВИГМ», 1958, № 6 (5-7).

32. Владиславлев Л. А., Определение комбинаторной связи у турбин Каплана методом наименьшей вибрации, ГТС, 1947, № 4 (18-5).

33. Владиславлев Л. А., Вибрация вертикальных гидроагрегатов, ее исследование и устранение, Госэнергоиздат, 1948 (17-2, 17-4).

34. Владиславлев Л. А., Ремонт гидротурбин, Госэнергоиздат, 1948 (17-2).

35. Владиславлев Л. А., Ремонт, наладка и испытание регуляторов скорости гидротурбин, Госэнергоиздат, 1952 (14-4, 14-16, 17-12, 18-10).

36. Владиславлев Л. А., Испытания высоконапорной гидростанции с вертикальными ковшевыми турбинами, Наладочные работы ОРГРЭС, вып. 9, Госэнергоиздат, 1954 (5-5, 5-7, 18-3).

37. Владиславлев Л. А., Испытание гидромеханического оборудования гидроэлектрической станции, Госэнергоиздат, 1957 (17-11).

38. Водная энергия, БСЭ, т. 8, 1952 (10-9).

39. Водносиловые и ветросиловые установки малой мощности в местной промышленности, Сборник, Местпромиздат, 1946 (см. [Л. 91, 124]) (16-15).

40. Войташевский Д. А., Расчеты и исследования гидродинамических решеток, Труды ВИГМ, вып. 16, Машгиз, 1953 (12-5).

41. Войташевский Д. А., Механические потери гидротурбинного стенда, Труды ВИГМ, вып. 18, Машгиз, 1954 (12-2).

42. Вылков Д. С., Спиральная камера гидротурбины с избытком давления как преобразователь потока и указатель расхода, Автореферат, МВТУ, 1954 (6-8, 10-7, 12-5, 17-19).

43. Вяземский О. В., Авария и ремонт камеры рабочего колеса турбины Каплана, ГТС, 1945, № 6 (17-4).

44. Гамзе З. М. и Гольдшер А. Я., Технология производства крупных гидротурбин, Машгиз, 1950 (1-6, 9-5).

45. Гвоздев В. С., Вахрамеев Б. А., Герман А. Л. и Костин К. Ф., Оборудование сельскохозяйственных гидроэлектрических станций, Машстройиздат, Свердловск, 1953 (2-9, 11-13, 17-1, 17-7, 18-3).

46. Гибсон А., Гидравлика и ее приложения, перевод с англ., ОНТИ, 1934 (7-5).

47. Гидротурбины прямого привода; правила установочно-контрольных испытаний, Труды ВИГМ, вып. 18, Машгиз, 1954 (18-3).

48. Гидротурбостроение в США, перевод с англ. Л. А. Артемова. Госэнергоиздат, 1957.

49. Глезеров Б. Э., Двукратная турбина и ее применение на малых гидроэлектрических станциях, Труды ВИГМ, вып. 18, Машгиз, 1954 (5-12).

50. Гольденберг Г. М., Мурашев Н. И. и Субботин Н. Н., Предотвращение разгона турбин Каплана закрытием лопаток рабочего колеса, ГТС, 1948, № 12 (14-17).

51. Гольденберг Г. М., Гидроаккумулирующие электрические станции, Госэнергоиздат, 1953 (16-4).

52. Горбунов Г. Г., Энергетика гидроэлектрических станций, Госэнергоиздат, 1949 (10-10, 17-7, 17-9).

53. Гольдин В. Е., Евдокимов А. А. и Серебряков Г. М. Противоразгонные устройства гидроагрегатов, «Котлотурбостроение», 1951, № 1 (14-17).

54. ГОСТ 8322-57. Турбины гидравлические реактивные малые; типы, основные параметры и размеры, Стандартгиз, 1957 (13-2).

55. Гофштейн С. Н., Баланс механической энергии моря, Труды Одесского гидрометеорологического института, вып. 13, 1957 (16-2, 16-3).

56. Грановский С. А., Орго В. М. и Смоляров Л. Г., Конструкции гидротурбин и расчет их деталей, Машгиз, 1953 (гл. 1, 6, 7, 9, 12—14).

57. Гриднев И. Д. и Победимский А. Д., Пропуск шуги через турбины с помощью вихревых воронок, ГТС, 1952, № 6 (18-5).

58. Громов В. И. и Флексер Я. Н., Сельские гидроэлектростанции, изд. 2-е, Сельхозгиз, 1956.

59. Губин Ф. Ф., Атлас гидроэлектрических станций, Госэнергоиздат, 1948 (10-9).

60. Губин Ф. Ф., Гидроэлектрические станции, Госэнергоиздат, 1949 (10-9, 15-5, 16-1, 16-4, 17-3, 17-5).

61. Гурбич Е. Ф., Неравномерность хода агрегатов гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1949 (15-5, 15-9).

62. Гурьев В. П. и Смирнов И. Н., Исследование работы гидравлических турбин на моделях, «Котлотурбостроение», 1953, № 5 (6-8, 11-24).

63. Гурьев В. П., Испытания гидравлических машин, Госэнергоиздат, 1953 (11-2, 18-3).

64. Гурьев В. П., Проблема создания обратимого гидроагрегата (турбины-насоса) и пути ее решения, Труды ЛПИ, № 2, («Энергомашиностроение»), 1954 (16-8).

65. Гурьев В. П. Обратимый гидроагрегат (турбина-насос), «Энергомашиностроение», 1958, № 1 (16-8).

66. Гусман М. и Баршай Г., Турбобур, Изд. «Молодая гвардия», 1957 (10-16).

67. Давыдов А. П., Резиновые подшипники для гидротурбин, Госэнергоиздат, 1958 (9-10).

68. Данилевский В. В., История гидросиловых установок в России до XIX века, Госэнергоиздат, 1940 (1-3).

69. Дроздов Н. А., Сравнительные исследования кавитационной эрозии металлов на магнитострикционном вибраторе, Труды ВИГМ, вып. 17, Машгиз, 1954 (8-8).

70. Егиазаров И. В., Выбор водяных турбин при проектировании гидравлических установок и определение расчетного напора турбины Френсиса в связи с работой ее при переменном режиме, «Вестник инженеров», 1917, № 19—22 (11-24).

71. Егиазаров И. В., Гидроэлектрические силовые установки, ч. 1, изд. 3-е, ОНТИ, 1934 (11-5, 15-4).

72. То же, ч. 3, изд. 2-е, ОНТИ, 1937 (15-5).

73. Евдокимов А. А., Восстановление сваркой лопастей гидротурбины Свирской ГЭС, «Котлотурбостроение», 1948, № 1 (17-4).

74. Евдокимов А. А., Маслонапорные установки, Госэнергоиздат, 1950 (14-5).

75. Егоров С. А., Эжекция в нижний бьеф гидростанций, Госэнергоиздат, 1948 (10-21).

76. Жданов В. С., Эксплуатация агрегатов насосных и гидроэлектрических станций, Речфлотиздат, 1953 (17-1, 18-2).

77. Жмудь А. Е., Гидравлический удар в гидротурбинных установках; элементы теории и расчета, Госэнергоиздат, 1953 (15-5, 18-5).

78. Золотарев Т. Л., Гидроэнергетика, ч. 1, Госэнергоиздат, 1950 (11-24).

79. Золотов Л. А., Исследование влияния шероховатости поверхностей отсасывающих труб на потери напора и к. п. д. турбин, Автореферат, МЭИ, 1955.

80. Зотов Н. К. и Зотов А. К., Общедоступные водяные двигатели; деревянные водяные колеса, 1926 (1-3).

81. Зубов И. Н. и Козловская В. К., Гидроэлектрические станции малой мощности, Популярный справочник по организации проектирования, строительства и эксплуатации, Госэнергоиздат, 1941 (17-1).

82. Иванов В. В., Измерение величины к. п. д. насоса по перепаду температур жидкости, «Информация по иностранной технике ВИГМ», 1957, № 4 (8-8).

83. Иванов В. И., Метод расчета временной неравномерности хода агрегата, Сб. «Регулирование турбин малой и средней мощности», Труды ВИГМ, вып. 12, Машгиз, 1950 (15-5).

84. Иванов В. И., О самоторможении поворотнолопастных гидротурбин, Труды ВИГМ, вып. 18, 1954 (14-17).

85. Иванов В. И., Исследование потоков в осевой гидротурбине при разгонном режиме, Труды ВИГМ, вып. 21, 1958 (14-17).

86. Иванов К. Е., О потерях напора при входе в спиральную камеру низконапорных установок, Известия ВНИИГ, т. 31, 1946 (6-3, 10-3, 10-10).

87. Ильский В. Л., К обоснованию выбора основных расчетных параметров прямоточных многоступенчатых турбин турбобуров, «Совершенствование техники и технологии бурения», Труды ВНИИБТ, вып. 1, Гостоптехиздат, 1958 (4-8, 10-16).

88. Иориш Ю. И., Измерение вибрации, Машгиз, 1956 (17-4).

89. Кажинский Б. Б., Простейшая гидроэлектростанция, ДОСАРМ, 1950 (16-15).

90. Кажинский Б. Б., Свободнопоточные гидроэлектростанции малой мощности, Госэнергоиздат, 1950 (16-13, 16-15).

91. Каплинский С. В., Эксплуатация гидравлических установок малой мощности, (см. [Л. 39]) (17-1).

92. Караваев А. Е., Влияние выпуска воздуха под рабочее колесо турбины на вибрацию гидроагрегата и на его к. п. д., Наладочные работы ОРГРЭС, вып. 9, 1954 (8-8, 17-3).

93. Караваев А. Е., Натурные испытания гидроагрегатов, Наладочные работы ОРГРЭС, 1958, вып. 15 (18-3).

94. Карапетян Р. А. Гидравлическое осевое усилие и механические потери в моделях гидротурбин реактивного типа, Известия ВНИИГ, т. 54, 1955 (12-2).

95. Каспаров М. А. Соосная гидравлическая турбина, Энергомашиностроение, 1957, № 1 (10-18).

96. Каспаров М. А. Результаты исследований и вопросы применения соосной гидротурбины, Труды Высшего инженерно-технического училища ВМФ, вып. 37, 1957 (10-18).

97. Квятковский В. С. Турбина Каплана, «Вестник металлопромышленности», 1922, № 3/4 (10-6).

98. Квятковский В. С. Воздействие потока на камеру рабочего колеса турбины Каплана, ГТС, 1945, № 6 (17-4).

99. Квятковский В. С. Гидротурбины, Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 12, Машгиз, 1948 (1-6, 6-8, 7-6, 9-8, 9-9, 9-10).

100. Квятковский В. С., Щапов Н. М., Орахелашвили М. М., Строев Г. Ф., Квитко М. Н. и Комиссаров Н. А. Малые гидротурбины, Машгиз, 1950 (1-6, 1-5, 2-9, 10-15, 14-14, 11-13).

101. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой гидротурбины, ч. 1, Исследование потоков, Труды ВИГМ, вып. 14, Машгиз, 1951 (6-4, 12-5, 12-6).

102. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой турбины, ч. 2, О способах гидравлического расчета лопастей, Труды ВИГМ, вып. 15, Машгиз, 1953 (10-2).

103. Квятковский В. С. О кавитационных свойствах гидротурбин, Труды Московского энергетического института, вып. 19 (Гидроэнергетика), Госэнергоиздат, 1956 (8-12).

104. Квятковский В. С., Две новые системы реактивных поворотнолопастных гидротурбин, ГТС, 1957, № 11 (10-20).

105. Кермабон Р. и Тувенин Ж., Восстановление рабочих колес гидротурбин на гидростанциях Франции, перевод с нем., Госэнергоиздат, 1957 (8-8).

106. Киселев П. Г., Определение расхода турбин по разности давлений в сечении спиральной камеры, ГТС, 1949, № 11 (17-9).

107. Киселев П. Г., Справочник по гидравлическим расчетам, Госэнергоиздат, 1961 (12-10).

108. Клочков А. П., Работа агрегата с турбиной Каплана при холостом ходе и в виде гидравлического тормоза, «ГТС», 1949, № 3 (16-7).

109. Ковалев Н. Н., Аносов Ф. В., Бугрин С. К., Гаркави Ю. Е., Грановский С. А., Орго В. М., Орлов И. В. и Устинов Б. М., Новые турбины Днепровской гидроэлектростанции имени В. И. Ленина, Машгиз, 1951 (14-17).

110. Ковалев Н. Н. и Гамзе З. М., Улучшение технологичности конструкций крупных гидротурбин, «Вестник машиностроения», 1955, № 7.

111. Ковалев Н. Н. и Квятковский В. С., Гидротурбиностроение в СССР, Госэнергоиздат, 1957 (1-5, 3-3, 6-3, 10-6, 11-1, 13-2, 14-13, 18-10).

112. Коломийцев Ю. В. Микропрофилометр для контроля чистоты наружных и внутренних поверхностей, «Измерительная техника», 1956, № 3.

113. Колтон А. Ю. и Этинберг И. Э., Определение осевых усилий на рабочее колесо радиально-осевых турбин, «Котлотурбостроение», 1950, № 1 (9-8, 9-9).

114. Колтон А. Ю., О некоторых особенностях потока в направляющем аппарате прямоточных гидротурбин, «Котлотурбостроение», 1948, № 5 (10-15).

115. Колтон А. Ю., Исследование проточной части турбины прямоточного типа, «Гидротурбостроение», Сборник ЛМЗ, № 1, 1955 (10-15).

116. Колтон А. Ю., Приближенный расчет характеристик прямоточной гидротурбины, Там же (6-3, 10-15).

117. Колтон А. Ю. и Этинберг И. Э., Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин, Машгиз, 1958 (10-2).

118. Конради Ф. М., Пневматический водоподъемник системы автора, Труды Института гидротехники и мелиорации, т. 10, 1933 (1-1).

119. Корсаков В. С., Технология гидромашиностроения, Машгиз, 1948 (1-6).

120. Костин К. Ф., Плавучие гидроэлектрические станции, «Вестник инженеров и техников», 1940, № 1 (16-14).

121. Костин К. Ф., Вертикальные гидрогенераторы для сельских ГЭС, Госэнергоиздат, 1955 (2-9).

122. Котенев И. В. и Иванов В. И., Турбина Банки ГЭИ для сельских водяных установок, Снабтехиздат, 1934 (5-12).

123. Котенев И. В. и Щапов Н. М., Замер производительности насоса способами разжижения и центробежной силы, Труды ВИГМ, вып. 8, 1938 (17-8, 17-9).

124. Котенев И. В., Простейший тип пропеллерной турбины малой мощности для низконапорных установок, (см. [Л. 39]) (10-4).

125. Котенев И. В., Крыловая турбина с цилиндрическим щитом для регулирования расхода воды и автоматическим регулятором скорости прямого действия, Сб. Регулирование гидротурбин малой и средней мощности, Труды ВИГМ, вып. 12, Машгиз, 1950 (14-3, 14-20).

126. Котенев И. В., Регулирование мощности и скорости вращения малых гидротурбин, Госэнергоиздат, 1953 (14-20, 17-1).

127-128. Котенев И. В., Влияние формы камеры рабочего колеса поворотнолопастной турбины на ее энергетические и кавитационные качества, «Вестник машиностроения», 1954, № 8 (10-13 и 10-6).

129. Котенев И. В., Улучшение работы пропеллерных турбин сельских гидроэлектростанций, Машгиз, 1959 (10-4, 14-20).

130. Красивский С. П., Сараджев А. Х. и Спицын Н. А., Автоматизация гидроэлектрических станций, Госэнергоиздат, 1940 (14-11, 14-19).

131. Краткий справочник по конструкциям серийных турбобуров и их запасных частей и инструкция по эксплуатации турбобуров, Топтехиздат, 1953 (10-16).

132. Кривченко Г. И., Уточненные методы расчетов гидравлического удара, ГТС, 1947, № 10 (15-5).

133. Кривченко Г. И. Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбин гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1951 (15-5, 15-6).

134. Кригер В. и Джестин Д., Гидроэлектрический справочник, перевод с англ., т. 2, ОНТИ, 1937 (15-5).

135. Крикунчик А. Б., Энергетика Швеции, «Электричество», 1956, № 5 (11-26).

136. Крянин И. Р. и Сеславский В. И., О выплавке нержавеющей стали для лопастей гидротурбин, «Котлотурбостроение», 1953, № 5 (8-8).

137. Крянин И. Р., Кавитационные разрушения на лопастях мощных гидротурбин, «Некоторые вопросы энергомашиностроения в СССР» (Сборник), Машгиз, 1956 (17-3).

138. Крянин И. Р., Лапседус В. А. и Сафразбекян Г. С., Облицовка камер гидротурбин и предварительные результаты их эксплуатации, «Вестник машиностроения», 1954, № 1 (17-4).

139. Кузьмин К. К., Принципы классификации подводной части зданий гидроэлектростанций, ГТС, 1950, № 1 (10-9).

140. Куколевский И. И., Водяные турбины, Атлас, ОНТИ, 1937 (5-2).

141. Куколевский И. И., Гидравлический удар в простом трубопроводе, Сборник МВТУ № 5, «Гидромашиностроение», Машгиз, 1949 (15-5).

142. Кумин Д. И., Сопряжение бьефов при поверхностном режиме, Госэнергоиздат, 1949 (10-21).

143. Куценов В. А. Энергоэкономический эффект эжекции на гидроэлектростанциях совмещенного типа, ГТС, 1952, № 6 (10-21).

144. Кучкин М. Д. и Спицын Н. А., Автоматизация гидроэлектрических станций, Госэнергоиздат, 1957 (14-19).

145. Лаврентьев А., Гидравлический таран, Изд. «Московский рабочий», 1940 (1-1).

146. Лаупман П. П., Статьи по совмещенным гидростанциям, ГТС, 1940, № 7; 1941, № 5; 1945, № 7/8 (10-21).

147. Лаупман П. П. и Томашевич Л. С., О типах гидроэлектростанций, совмещенных с водосбросами, ГТС 1957, № 1 (10-21).

148. Локшин А. М. и Попов Н. А., Кавитация турбин Каплана на IX ГЭС и борьба с ней, «Энергетический сборник Ленэнерго», 1940 (17-4).

149. Локшин А. М. и Попов Н. А., Перевод генераторов VI ГЭС на режим работы в качестве синхронных компенсаторов без остановки агрегатов, Там же (17-11).

150. Лойцянский Л. Г., Аэродинамика пограничного слоя, Техтеоретиздат, 1941 (12-3).

151. Макеев Г. С., Гидравлический метод борьбы с кавитационными разрушениями в гидротурбинах, ГТС 1954, № 8 (8-8).

152. Милович А. Я., Опыт теории всасывающей трубы, Бюллетени Политехнического общества, 1907, № 1 (7-10, 7-11).

153. Милович А. Я., Вихревая теория направляющего аппарата и камеры турбины, Бюллетени Политехнического общества, 1910, № 1 (6-8).

154. Милович А. Я., Простейший рациональный тип камеры и всасывающей трубы водяной турбины низконапорных водно-силовых установок малой мощности, (см. [Л. 39]) (6-7, 7-11).

155. Милович А. Я., Теория всасывающей трубы, «Труды Всесоюзного научно-исследовательского института гидротехники и мелиорации», т. 26/27, Сельхозгиз, 1952 (7-11).

156. Михайлов В. В., О расчете гидроагрегатов на угонную скорость вращения, «Электрические станции», 1959, № 10 (14-17).

157. Михановский Ш. П., Новый тип высоконапорной поворотнолопастной турбины, «Гидротехническое строительство», 1959, № 3 (10-11).

158. Михеев В. А., Гидравлические прессовые устройства, Машгиз, 1948 (1-4).

159. Моргуненков Ф. П., Заметка о плавучей гидроустановке, «Вестник ирригации», 1924, № 4 (16-14).

160. Мольденгауэр Ф. Ф., Сооружение водопровода и устройство электрического освещения в Боржоме посредством водяной силы, Тифлис, 1899 (5-8).

161. Морозов А. А., Универсальные характеристики гидравлических турбин, ОНТИ, 1932 (11-24).

162. Морозов А. А., Использование водяной энергии, Госэнергоиздат, 1948 (10-9, 15-5, 16-4, 17-3, 17-5).

163. Москвитинов И. И. и Романский Э. И., Вода как источник энергии, «Поверхность и недра», 1917, № 2—6 (1-3).

164. Мостков М. А., Опыт теории гидроударных машин, Труды Энергосектора АН Грузинской ССР, т. 3, 1925 (1-1, 15-5).

165. Мостков М. А., Основные теории гидроэнергетического проектирования, Госэнергоиздат, 1948 (13-4, 15-5).

166. Мостков М. А. и Башкиров А. А., Расчеты гидравлического удара, Госэнергоиздат, 1952 (15-5).

167. Мурадов Д. М., Гидросиловое оборудование колхозных гидроустановок Азербайджана и меры к его техническому усовершенствованию и развитию, Автореферат, Энергетический институт АН Аз. ССР, Баку, 1949 (5-11).

168. Некрасов А. М. и Сонин М. Р., Опыт передачи энергии постоянным током высокого напряжения, «Электрические станции», 1955, № 7 (11-26).

169. Нератов А., Гидравлические колеса, «Ученые записки Казанского университета», 1841, кн. 3, Казань (1-5, 11-24).

170. Нестерук Ф. Я., Гидроэнергетические ресурсы мира и основные показатели оборудования главнейших зарубежных гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1946 (2-4).

171. Несытов К. И., Регуляторы скорости малых и средних гидротурбин, Сб. Регулирование гидротурбин малой и средней мощности, Труды ВИГМ, вып. 12, Машгиз, 1950 (14-3, 14-4, 14-12, 14-17, 15-3, 15-9).

172. Ничипорович А. А., Исследование быстротока Ереванской гидростанции Сб. Вопросы гидротехники, Институт ВОДГЕО, 1934 (17-9).

173. Новиков И. Т., Развитие энергетики СССР в семилетнем плане и задачи гидроэнергостроительства, ГТС, 1959, № 1 (11-26).

174. Нормы установочных испытаний малых водяных турбин, Главное управление по электрификации сельского хозяйства Министерства сельского хозяйства СССР, 1946 (18-3).

175. Определение расходов воды при испытании и приемке турбин гидроэлектрических станций, Инструкция, утвержденная Главгидроэнергостроем, Сборник № 3 норм, технических условий и инструкций Гидроэнергопроекта, Госэнергоиздат, 1941 (18-3).

176. Орахелашвили М. М., Гидротурбины малой мощности, Машгиз, 1949.

177. Орахелашвили М. М., Самоторможение поворотнолопастной гидротурбины уменьшением разворота ее лопастей, ГТС, 1952, № 2 (14-17, 11-19).

178. Орахелашвили М. М., Полное использование свойств поворотнолопастной гидротурбины при сниженных напорах, Передовой научно-технический и производственный опыт Всесоюзного института научной и технической информации, тема 25, 1958 (4-6, 7-12, 17-6).

179. Орахелашвили М. М., О случаях самопроизвольных подъемов роторов радиально-осевой гидротурбины, «Электрические станции», 1958, № 7 (14-17).

180. Орахелашвили М. М., Разгонный режим радиально-осевых турбин, Передовой научно-технический

и производственный опыт, тема 25, Филиал Всесоюзного института научной и технической информации, М., 1959 (14-17).
181. Павлов Б. П., Расчет формы изогнутых всасывающих труб, Гидротехнический сборник МВТУ, № 3 1930 (7-10).
182. Палей Г. Э., Осевые направляющие аппараты водяных турбин, «Сборник МВТУ», № 5, «Гидромашиностроение», Машгиз, 1949 (10-14, 10-15).
183. Пинегин В. Н., Гидравлические двигатели, изд. 1-е, ВСХН УССР, Одесса, 1928, изд. 2-е ОНТИ, 1934 (11-3).
184. Писаржевский М. М. и Ершов А. Ф., Определение кавитационной стойкости материалов с помощью магнитострикционного вибратора, «Энергомашиностроение», 1957, № 9 (8-8).
185. Повх И. Л., Аэродинамические исследования моделей гидравлических турбин, «Труды ЛПИ», № 176, «Энергомашиностроение», Машгиз, 1955 (4-6, 7-12, 11-2).
186. Повх И. Л., Моделирование гидравлических турбин в воздушных потоках, Госэнергоиздат, 1955 (11-2).
187. Подвидз Л. Г., Исследование системы регулирования Рейфенштейна, Сб. статей по гидротурбинам и насосам, Труды ВИГМ, вып. 11, 1940 (1-4, 6-12).
188. Подвидз Л. Г., Масштабный эффект и моделирование гидротурбин, Сборник МВТУ № 5, Гидромашиностроение, Машгиз, 1949 (8-12).
189. Подвидз Л. Г. и Бугаев Д. А., К. п. д. всасывающих труб водяных турбин, Сборник научных работ МВТУ, вып. 18, Гидромашиностроение, Машгиз, 1953 (8-11, 11-2).
190. Попов Д. Н., Первое применение в Швейцарии термодинамического метода измерения к. п. д. гидравлических турбин, Информация по иностранной технике ВИГМ, 1957, № 1 (18-7).
191. Попов Д. Н., Канадские гидротурбины превосходят американскую конструкцию, Информация по иностранной технике ВИГМ 1957, № 2.
192. Претворим в жизнь великую идею Ленина о сплошной электрификации страны, «Строительная газета», 10 янв. 1960 (11-26).
193. Проскура Г. Ф., Водяные турбины, Изд. Студенческого общества при Харьковском технологическом институте, Харьков, 1913 (4-4).
194. Проскура Г. Ф. Гидравлические двигатели, БСЭ, т. 16, М., 1929 (4-4).
195. Проскура Г. Ф., Гидродинамика турбомашин, Машгиз, 1954 (4-6, 4-8).
196. Ржаницын Н. А., Водоструйные насосы (гидроэлеваторы), Гостехиздат, 1938 (1-1).
197. Рождественский Н. Г., Водяные колеса, Местпромиздат, 1944 (1-3).
198. Розанов Б. В., Гидравлические прессы, Машгиз, 1959 (1-1).
199. Руднев С. С., Баланс энергии в центробежном насосе, «Химическое машиностроение», 1938, № 3 (12-1).
200. Румянцев А. М., Работа насоса в качестве турбины, ГТС, 1946, № 9 (16-7).
201. Румянцев А. М. Из опыта эксплуатации канала имени Москвы, ГТС, 1954, № 1 (9-10).
202. Рябинин В. Е., О выборе расстояния между осевым направляющим аппаратом и рабочим колесом гидротурбины, Труды ВИГМ, вып. 19, 1956 (10-15).
203. Рябинин В. Е., Влияние обода рабочего колеса на энергетические качества прямоточной турбины, Там же (10-15).
204. Саткевич А. А., Гидравлические турбины, Госиздат, 1929 (17-3).
205. Сейфулла Д. О., Исследование энергетического процесса гидроагрегатов методом особых режимных точек. ГТС, 1949, № 6 (11-24).
206. Сейфулла Д. О., Исследование характеристик энергетического процесса гидроагрегатов методом особых режимных точек, «Труды Московского энергетического института», вып. 5, 1950 (11-24).
207. Семенов В. В., Прямоточные гидротурбоагрегаты высокой и сверхвысокой быстроходности, Госэнергоиздат, 1959 (10-11, 10-18).
208. Сидоренко В. С., Новый волновой двигатель, «Доклады АН СССР», Нов. серия, т. 57, № 9, 1947 (16-2).
209. Симонов Л. А., Гидротурбины, Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 12, Машгиз, 1948 (1-6, 5-3, 9-4, 10-2).
210. Слисский С. М., Современное состояние проблемы использования приливно-отливной энергии океанов и морей, «Труды Московского энергетического института», вып. 5, 1950 (16-1).
211. Слисский С. М., Эжекция в нижний бьеф на совмещенных гидроэлектростанциях, Госэнергоиздат, 1953 (10-21).
212. Слисский С. М., Расчет эжекции на совмещенных гидроэлектростанциях с напорными водосбросами, «Труды МЭИ», вып. 12, Госэнергоиздат, 1954 (10-21).
213. Смирнов И. Н., Гидравлические турбины, Госэнергоиздат, 1956 (1-6, 8-11, 11-2, 15-5).
214. Смирнов М. И., Система регулирования гидротурбин Волжской ГЭС им. Ленина, «Энергомашиностроение», 1959, № 6 (14-3).
215. Соколов Д. Я., Отстойные бассейны для ирригации и гидростанций, Сельхозиздат, 1945 (3-3, 17-3).
216. Соколов Д. Я., Гидравлические турбины для малых ГЭС, Госэнергоиздат, 1951 (10-4).
217. Соловьев Ю. Н., Установка для измерения к. п. д. гидроэлектростанций, Информация по иностранной технике ВИГМ, 1957, № 4 (18-8).
218. Суреньянц Я. С., Эрлифты, Стройиздат, 1940 (1-1).
219. Сурин А. А., Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним, Трансжелдориздат, 1946 (15-5).
220. Сухомел Г. И., Гидропневмоавтоматы, Научные записки Харьковского механико-машиностроительного института, т. 6, 1940 (1-1).
221. Тено А., Гидравлические турбины и автоматические регуляторы скорости, т. 1, перевод с франц., под ред. И. И. Куколевского, Госэнергоиздат, 1941 (5-2, 5-6, 14-4).
222. Тер-Акопов Г. Д., Борьба с износом гидротурбинного оборудования от кавитации и наносов, Госэнергоиздат, 1950 (17-3).
223. Терминология гидротурбин, Комитет технической терминологии АН СССР, Сборник рекомендуемых терминов, вып. 21, 1953 (1-6, 3-13, 10-15).
224. Тиме И., Курс гидравлики, т. 2, Гидравлические двигатели, СПБ, 1891 (1-5, 9-3, 16-13).
225. Типовая программа пусковых испытаний гидроагрегатов, утверждена Техническим управлением Министерства электростанций СССР, Госэнергоиздат, 1950 (18-2).
226. Товстолес Ф. П., Гидросиловое оборудование гидроэлектрических станций, ОНТИ, 1936 (10-9).
227. Товстолес Ф. П., Ковалев Н. Н., Смирнов И. Н., Розов А. Г. и Попов Н. А., Эксплуатация гидротурбин, Госэнергоиздат, 1941 (17-1).
228. Турбинное оборудование гидростанций, Справочное руководство, под ред. А. А. Морозова, Госэнергоиздат, 1949 (2-4, 2-9, 5-2, 6-8, 10-5, 12-9, 14-4, 11-13).

229. То же, изд. 2-е, Госэнергоиздат, 1958 (ссылки в очень многих параграфах).
230. Укрупненные показатели стоимости гидроэлектрических станций, вып. 1, Гидротурбинное и электрическое оборудование и монтаж, Госэнергоиздат, 1957.
231. Филатов И. Н., Влияние некоторых конструктивных элементов поворотнолопастной турбины на ее кавитационные свойства, Автореферат, Ленинградский политехнический институт, 1954 (10-13, 17-4).
232. Фитерман Я. Ф., Монтаж и ремонт турбин, Госэнергоиздат, 1952 (17-1).
233. Флексер Я. Н., Эксплуатация гидросиловых установок, Сельхозиздат, 1954 (13-4, 17-1, 17-3, 17-5, 18-3).
234. Флексер Я. Н. и Красник И. Л., Контроль качества гидроагрегата, Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС, вып. 7, Госэнергоиздат, 1954 (17-3).
235. Флексер Я. Н., Расчет перепада давлений в отводах расходомера гидротурбины, Наладочные работы ОРГРЭС, вып. 9, Госэнергоиздат, 1954 (17-9).
236. Чаплыгин С. А., К теории гидрокона, Методология гидравлических расчетов Днепростроя, вып. 1, 1925 (7-10).
237. Червоненкис Я. М., Передача энергии постоянным током, под ред. К. А. Круга, Изд. АН СССР, 1948 (11-26).
238. Черкасов А. А., Исследование турбины Банки в лаборатории САНИИРИ, Труды Среднеазиатского научно-исследовательского института ирригации, вып. 46, Ташкент, 1939 (5-12).
239. Чернышев П. С., Технологическая подготовка производства гидротурбин для Цимлянской ГЭС на ЛМЗ имени И. В. Сталина, «Котлотурбостроение», 1953, № 5.
240. Чистопольский С. Д., Гидравлические тараны, ОНТИ, 1936 (1-1).
241. Чистяков А. М., К вопросу о методике энергетических испытаний моделей гидротурбин реактивного типа, «Известия ВНИИГ», т. 48, 1952 (11-8).
242. Чистяков А. М., Метод приближенного решения задачи масштабного эффекта в гидротурбине, Там же, т. 50, 1953 (11-16).
243. Чистяков А. М., Новая методика модельных исследований турбин реактивного типа и гидротурбинных блоков ГЭС, Госэнергоиздат, 1958 (8-12, 11-16).
244. Шальнев К. К., Щелевая кавитация, Инженерный сборник АН СССР, т. 8, 1950 (8-8).
245. Шварцбурд Б. И. и Слепнер Б. Н., Чистота поверхностей деталей гидромашин и внедрение ГОСТ 2789-45. Новое в технологии гидромашиностроения (Труды ВИГМ, вып. 2-6), Машгиз, 1951 (12-10).
246. Шварцбурд Б. И., Механическая обработка лопастей осевых турбин и насосов, Труды ВИГМ, вып. 17, Машгиз, 1954.
247. Шмугляков Л. С., Пропеллерные турбины простейшей конструкции, Местпромиздат, 1944 (10-4).
248. Шмугляков Л. С., Способы исследования кавитации в гидромашинах, основанные на физических особенностях потока, Труды ХПИ, т. 17, 1958 (11-18).
249. Шмугляков Л. С., Исследование гидротурбин в условиях кавитации омическим и ультразвуковым способами, Известия высших учебных заведений, Энергетика, 1959, № 8 (11-18).
250. Шпанхаке В., Рабочие колеса насосов и турбин, перев. с нем., ч. 1, ОНТИ, 1934 (11-3, 12-1).
251. Штерн Е. П., Опыт наладки работы гидроагрегатов в компенсаторном режиме, ГТС, 1954, № 7 (17-1).
252. Штурм Л. Х., Современное описание строения мельниц, СПБ, 1782 (5-11).
253. Шумилов П. П., Теоретические основы турбинного бурения, Топтехиздат, 1943 (10-16).
254. Шумова З. И. и Соткина И. В., Краткий справочник по турбобурам, Гостоптехиздат, 1956 (10-16).
255. Шур Б. М., Гидравлический двигатель (патент), «Наука и техника», 1918, № 17 (16-15).
256. Щапов Н. М., Характеристики водяных турбин в связи с успехами турбиностроения, «Вестник инженеров», 1925, № 4 (11-6).
257. Щапов Н. М., Подбор водяных турбин к данным условиям помощью удельных величин, «Вестник инженеров», 1925, № 9 (4-8).
258. Щапов Н. М., Гидравлический расчет улиток водяных турбин, Труды Московского института инженеров транспорта, вып. 6, 1927 (6-7, 6-8).
259. Щапов Н. М., Исследование Боровенской гидростанции, Техиздат, 1930 (17-9, 18-3, 18-4).
260. Щапов Н. М., Опытное изучение регуляторов на гидростанциях СССР, ГТС, 1931, № 9 (15-9).
261. Щапов Н. М., Исследование Сызранской гидростанции, ОНТИ, 1934 (11-19, 17-5, 17-9, 18-3, 18-9).
262. Щапов Н. М., Гидравлика регулирования водяной турбины, ГТС, 1934, № 9 (15-9).
263. Щапов Н. М., Исследование регуляторов водяных турбин на гидростанциях СССР, Труды 1-го съезда Общества ГИДРОНИТО, ОНТИ, 1934 (15-9, 18-10).
264. Щапов Н. М., Расчет гидравлического удара на гидростанциях, ГТС, 1935, № 8 (15-5).
265. Щапов Н. М., Формы всасывающих труб и их проектирование, «Труды ГЭИ», вып. 4, ОНТИ, 1935 (7-3).
266. Щапов Н. М., Иванов В. И. и Глезеров Б. Э., Турбины Банки на мелких гидроэлектрических станциях, «Электрификация сельского хозяйства», 1935, № 4 (5-12).
267. Щапов Н. М., Подбор водяных турбин для гидростанций помощью логарифмических характеристик, «Сборник статей по вопросам турбин и пр.», Труды ВИГМ, вып. 8, 1938 (13-9, 11-25).
268. Щапов Н. М., Двухступенчатая турбина, Там же (8-10).
269. Щапов Н. М., Характеристики насосотурбины и потеря насосом привода, Там же (16-5).
270. Щапов Н. М., Типизация рабочих колес малой и средней мощности, «Сборник статей по турбинам и насосам», «Труды ВИГМ», вып. 11, 1940 (11-12).
271. Щапов Н. М., Турбинное оборудование гидростанций, Госэнергоиздат, 1941 (6-6).
272. Щапов Н. М. и Котенев И. В., Упрощенная водяная турбина, Наркомземиздат, 1943 (10-4).
273. Щапов Н. М., Установочная наладка комбинаторной связи у турбин Каплана, ГТС, 1945, № 9 (18-5).
274. Щапов Н. М., Неравномерность хода гидротурбины и ее значение, «ГТС», 1947, № 10 (15-7, 15-8).
275. Щапов Н. М., Подбор водяных турбин для гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1949 (10-7, 11-6, 13-8, 13-9, 11-14, 11-24, 16-1, 16-5).
276. Щапов Н. М., Предвидение турбинных режимов у лопастных насосов, ГТС, 1951, № 4 (16-7).
277. Щапов Н. М. Коэффициенты полезного действия гидротурбины, гидроагрегата, гидроблока, ГТС, 1952, № 2 (7-4, 10-10).
278. Щапов Н. М., Определение погрешности к. п. д. гидротурбины при ее испытании, ГТС, 1952, № 6 (18-4).

279. Щапов Н. М. и Грановский С. А., Гидравлическая турбина, БСЭ, т. 11, 1952 (1-6, 14-12, 14-14).
280. Щапов Н. М., Значение удлинения всасывающей трубы для повышения к. п. д. гидротурбины, «Котлотурбостроение», 1953, № 5 (7-12).
281. Щапов Н. М., Турбинное оборудование гидростанций, изд. 2-е, Госэнергоиздат, 1955 (11-23).
282. Щапов Н. М., Гидрометрия гидротехнических сооружений и гидромашин, Госэнергоиздат, 1957 (17-9, 18-4, 18-5).
283. Щапов Н. М., Об уравнении Бернулли для слабосжимаемых жидкостей, Известия АН СССР, ОТН, 1957, № 2 (18-3).
284. Щапов Н. М., Опытное изучение пропускной способности отсасывающих труб гидротурбин, Бюллетень научно-технической информации по гидромашиностроению ВИГМ, 1958, № 2 (2-6, 7-4, 11-19, 15-1, 15-4).
285. Щапов Н. М., К теории руслового гидродвигателя, Труды ВИГМ, вып. 23, 1959 (16-13).
286. Щапов Н. М., Виды потерь энергии в реактивной гидротурбине и раздельный пересчет ее коэффициента полезного действия с модели на натуру, Труды ВИГМ, вып. 23, Машгиз, 1959 (12-8).
287. Щапов Н. М., Выгоднейшая длина отсасывающей трубы гидротурбины, Труды ВИГМ, вып. 23, Машгиз, 1959 (7-12).
288. Щапов Н. М., Кольцевая активная гидротурбина, Труды ВИГМ, вып. 23, Машгиз, 1959 (5-13).
289. Щапов Н. М. К теории руслового гидродвигателя, Труды ВИГМ, вып. 23, Машгиз, 1959 (16-12).
290. Щапов Н. М., Испытание крупнейшей турбины на Угличской гидростанции и исследование восстановления кинетической энергии в ее нижнем бьефе Труды ВИГМ, вып. 26, Машгиз, 1960 (7-13, 7-14, 10-10, 18-3, 18-4).
291—295. См раздел «Рукописи Н. М. Щапова».
296. Щеголев Г. С., Развитие гидротурбиностроения за 40 лет, «Энергомашиностроение», 1957, № 11 (1-5).
297. Щеголев Г. С. и Гаркави Ю. Е., Гидротурбины и их регулирование, Учебник для машиностроительных техникумов, Машгиз, 1957 (1-6, 14-13).
298. Щипулин И. Ф., Наклонноструйная гидротурбина, Труды ВИГМ, вып. 19, 1956 (6-10).
299. Щипулин И. Ф., Характеристика рабочего процесса наклонноструйной турбины на основании баланса энергии в ней, Труды ВИГМ, вып. 21, 1958 (6-10).
300. Щипулин И. Ф., Энергетические и силовые характеристики модели ковшевой турбины, Труды ВИГМ, вып. 21, 1958 (5-6).
301. Щипулин И. Ф., О коэффициенте полезного действия наклонноструйной гидротурбины, Бюллетень научно-технической информации по гидромашиностроению ВИГМ, № 6, 1958 (6-10).
302. Эдель Ю. У., О некоторых источниках потерь энергии в ковшевых турбинах, «Котлотурбостроение», 1953, № 5 (5-6).
303. Эпштейн Р. М., Увеличение мощности действующих электростанций в период паводка дополнительным открытием направляющего аппарата гидротурбин, «Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС», вып. 4, Госэнергоиздат, 1952 (17-6).
304. Эпштейн Р. М., Испытания, реконструкция и наладка систем регулирования гидроагрегатов, Наладочные работы ОРГРЭС, 1958, № 15 (18-10).
305. Яночкин А. П., Формула для определения числа лопастей ковшевой гидротурбины, «Сборник научно-технической информации по гидромашиностроению», № 6 (12), ВИГМ, 1959 (5-3).
306. Яночкин А. П., Рациональная форма сопла активной гидротурбины, ГТС, 1959, № 8 (5-3).
307. Яньшин Б. И., Холостые выпуски, их характеристики и работа в условиях кавитации, Труды ВИГМ, вып. 18, Машгиз, 1954 (14-15).
308. Ярустовский А. А., Подшипники из древопластиков, Опыт эксплуатации сооружений канала Москва — Волга, вып. 1, Госэнергоиздат, 1945 (9-5).
309. Михайлов И. Е., Влияние формы поперечного сечения турбинной камеры на к. п. д. турбины и выбор условия расчета спирали, Труды МИСИ им. Куйбышева, сборник № 16, 1956, (6-11).
310. Сабанеев А. И. и Чистяков А. М., Явление кавитации в гидротурбинах и условия их бескавитационной работы, Известия ВНИИГ, т. 44, 1951 (8-12).
311. Бернштейн Л. Б., Сквозная конструкция здания речной и приплавной электростанции из наплавных док-блоков, ГТС, 1960, № 1.
312. Кривченко Г. И., Противоразгонная защита агрегатов ГЭС, ГТС, 1960, № 5 (11-19, 14-17).
313. Кривченко Г. И., Аршеневский Н. Н. и Клабуков В. М., Режимы регулирования поворотнолопастных гидротурбин, Госэнергоиздат, 1960 (11-19, 14-17, 17-4).
314. Орахелашвили М. М., Износостойкость реактивных гидротурбин, Госэнергоиздат, 1960 (17-3).

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ Н. М. ЩАПОВА

Сокращения: ВИ — Вестник инженеров, ГТС — Гидротехническое строительство, БСЭ — Большая Советская Энциклопедия.

Цифра в скобках обозначает объем в тысячах знаков.

1910

1. Мерсеризация без цепей, «Вестник мануфактурной промышленности», 1910, № 1 (11).

1914

2. Некоторые данные из деятельности опытных учреждений Департамента земледелия в Фергане «Известия Общества для содействия улучшению и развитию мануфактурной промышленности», 1914, № 3, приложение 3 (73).
3. [То же самое], «Труды Хлопковой секции I Северного мелиорационного съезда в Москве 23—30 окт. 1913, М., 1914 (73).

1915

4. Технический книжный склад «Сила», Технические новости, [Вып. 1, июль 1915 г.].
5. То же [вып. 2], август.
6. То же [вып. 3], сентябрь — октябрь.
7. То же [вып. 4], ноябрь — декабрь.

1916

8. Пятидесятилетие Московского газового завода, ВИ, 1915, № 13 (25).
9. Техническая книжная торговля «Сила», Каталог, вып. 5, январь — июнь 1916 г.

1917

10. То же, вып. 6, июль 1917 г.

1918

11. То же, вып. 7, февраль 1918 г.
12. То же, вып. 8, сентябрь 1918 г.

1919

13. Краткий обзор технической литературы 1918 г., ВИ, 1919, № 1—3 (13,7).

1924

14. Днепровское строительство, ВИ, 1924, № 7 (6, 3).
15. Ледокольные работы в Финском заливе и связанные с ними исследования, ВИ, 1924, № 9 (4,6).
16. Примеры расчетов по гидравлике, Сборник 124 задач с решениями и справочными сведениями, Издательская комиссия Московского высшего технического училища (МВТУ) (250).

Рец.:
а) П. К. Худяков, ВИ, 1925, № 1.
б) А. Динник, Инженерный работник, 1925, № 5.
в) А. Быков, Инженерный труд, 1925, № 4.
г) В. Г., Торфяное дело, 1925, № 6.

1925

17. Производство водяных турбин в Москве, «ВИ», 1925, № 1 (3).
18. Юбилей проф. Ф. Е. Максименко, Там же (2,2).
19. *Характеристики водяных турбин в связи с успехами турбиностроения*, ВИ, 1925, № 4 (32).
20. То же в отдельном оттиске, Изд. автора, М., 1925 (32).
21. Подбор водяных турбин к данным условиям с помощью удельных величин, ВИ, 1925, № 9 (40).
22. Прогулки под Москвой. Вдоль Ярославской железной дороги, Путеводитель, Изд. автора, М., 1925 (205).

Рец.:
Н. Щербаков, «Печать и революция», 1926, кн. 2.

23. Время основания Мальцевских металлических заводов, Указатель технической библиотеки Правления Мальцкомбината, вып. 5, М., 1925 (1,6).

1926

24. Рецензия на: А. П. Герман, Турбомашины, Технико-библиографический бюллетень ВУКАЙ, 1926, № 5/6 (2,6).
25. Рецензия на: М. А. Великанов, Гидрология суши ВИ, 1926, № 5/6 (6,3).
26. Предуказание речного стока, ВИ, 1926, № 7/8 (6,0).

1927

27. Перевод: А. Грамберг, Испытание машин и работы их в производстве, вып. 6, Поршневые и центробежные насосы, Московское Академическое издательство (МАКИЗ), 1927 (176).

Рец.:
П. К. Худяков, ВИ, 1927, стр. 282.

28. Примеры расчетов по гидравлике, изд. 2-е, Изд. МВТУ, 1927 (250).
29. Рецензия на: А. Ф. Лесохин и С. Н. Шемякин, Графический расчет разветвленных систем воздухопроводов, ВИ, 1927, № 2 (2,9).

30. Новости в конструкции напорного трубопровода водяной турбины, ВИ, 1927, № 9, (5,8).
31. Столетие турбины Фурнейрона, ВИ, 1927, № 9 (3).
32. Рецензия на: А. Бенсон, Новый Форд, ВИ, 1927, № 9 (5,2).
33. Экономический расчет водотурбинного трубопровода, Гидротехнический сборник № 1 Научно-технического кружка гидротехников при МВТУ, Изд. училища, М., 1927 (22).
34. Гидравлический расчет улиток водяных турбин, Труды Московского института инженеров транспорта (МИИТ), вып. 6, М., 1927 (39).
35. Программы курсов: Гидравлика, Гидравлические двигатели и насосы, Программы Электротехнического факультета МВТУ, М., 1927 (5,6).
36. Программа курса Гидравлические машины, Также Программы Инженерно-строительного факультета, М., 1927 (3).

1928

37. Перевод: А. Грамберг, Испытание машин и работы их в производстве, вып. 7, Вентиляторы, Московское академическое издательство, М., 1928 (97).
38. Производство гидрометрических вертушек в СССР, ВИ, 1928, № 9 (1,1).

1929

39. Гидравлические машины, Техническая энциклопедия, т. 5, М., 1929 (0,6).
40. Двигатели гидравлические, Там же, т. 6 (62).
41. Пятилетие восстановления журнала Вестник Инженеров, ВИ, 1929, № 1 (7,6).

1930

42. Исследование Боровенской гидростанции, Сообщение № 20 Государственного института сооружений, Гостехиздат, 1930 (264).

1931

43. Исследование гидростанций СССР, ГТС, 1931, № 2 (28).
44. Изучение гидростанций, Труды 1-го Всесоюзного гидротехнического совещания 19—25 мая 1929 г., Гостехиздат, М., 1931 (15).
45. Научные степени в научно-исследовательских институтах, Инженерный труд, 1931, № 22 (10).
46. Опытное исследование регуляторов на гидростанциях СССР, ГТС, 1931, № 9 (19,8).
47. Об исследовании гидростанций, Там же (8,2).
48. Контрольно-измерительные приборы гидростанций, Тезисы к докладу И. И. Попова, Точная индустрия, 1931, № 9 (3,2).
49. Письмо в редакцию [по поводу статьи № 45], Инженерный труд, 1931, № 25 (0,8).
50. Конспект курса Оборудование гидростанций, гл. VIII (Трубопроводы) и IX (Гидравлический удар), Высшее инженерно-строительное училище (ВИСУ) (38).

1932

51. Уравнительные башни гидростанций. Труды ВИСУ, Гидротехнический сборник № 4, Госстройиздат (89).
52. О башенных перепадах, Сборник статей по гидротехническому строительству, вып. 1 [взамен ГТС, 1932, № 1], М., 1932 (6,4).
53. О расчете турбин для Волжской гидростанции, Там же (3,2).
54. Результаты исследований на Сызранской гидростанции, «Информационно-технический бюллетень Всесоюзного н.-и. института инженеров строительной гидротехники и инженерной гидрологии (Гидротехгео)», № 7 (7,3).
55-56. Институт Гидротехгео, вып. 12, Основные наметки второго пятилетнего плана по гидротехнике и инженерной гидрологии (разд. I, ч. 1), Гидростройиздат, 1932 (12).

1933

57. Удар льдин о сооружения, ГТС, 1933, № 2 (19); Отклик Ф. Ф. Губина, Там же.
58. Замечание от редакции к статье В. Дидериха Турбинные трубопроводы, ГТС, 1933, № 2 (2,1).
59. Замечание от редакции к статье И. П. Линчевского, Количество металла в деревянных трубопроводах непрерывного типа, ГТС, 1933, № 3/4 (2).
60. Правила приемных испытаний водяных турбин и их регуляторов на гидроэлектрических станциях СССР (проект), Институт Гидротехгео (102).
61. Надежность водяных турбин на опустечение, ГТС, 1933, № 7 (40).
62. Гидравлические двигатели, Лекции на Гидросиловом факультете Московского инженерно-строительного института им. Куйбышева (МИСИ), записанные М. М. Берцинским и С. М. Даровским (57).
63. Программа по курсу Оборудование гидросиловых и насосных станций, Военно-инженерная Академия им. Куйбышева (20).
64. То же по курсу Утилизации водяной энергии (18).
65. То же по курсу Гидравлика (20).

1934

66. Исследование Сызранской гидростанции, Сообщение Института Гидротехгео, вып. 20 (290).
67. Исследование регуляторов водяных турбин на гидростанциях СССР, Труды I-го Всесоюзного съезда Научного инженерно-технического общества гидравликов и гидротехников (Гидронито), Госэнергоиздат (76).
68. Испытание турбин Сызранской гидростанции, Карта ЦИТЭИН НКТП, М. (4,5).
69. Редакция: И. В. Котенев и В. И. Ванов, Турбина Банки — ГЭИ для сельских водяных установок, Снабтехиздат (85).
70. Задачи полевых испытаний водяных турбин, ГТС, 1934, № 7 (16).
71. Гидравлика регулирования водяной турбины, ГТС, 1934, № 9 (6).
72. Задачи по курсу Гидравлика в Московском энергетическом институте [перепечатка из № 28].
73. Исследование Ленинаканской гидростанции, Вопросы гидротехники, Сборник Всесоюзного н. и. института водоснабжения, канализации, гидротехнических сооружений и инженерной гидрогеологии (Водгео) (96).
74. Исследование Милятинской гидростанции, Там же (26).
75. Предисловие к статье: А. А. Ничипорович, Исследование быстротока Ереванской гидростанции, Там же (1,4).
76. Предисловие к статье: А. А. Ничипорович, Испытание турбин и регуляторов Бозсуйской гидростанции, Там же (2).

1935

77. Дроссельные затворы для водоспусков, Рецензия на O. Jungling, Drosselklappen, 1934, Русско-Германский вестник науки и техники, 1935, № 6, стр. 34 (19).
78. Резолюция по оборудованию мелких гидростанций, II Всесоюзное совещание по гидромашиностроению, Резолюции, Харьков (9,5).
79. Совместно с В. И. Ивановым и Б. Э. Глезеровым, Турбины Банки на мелких гидростанциях, Электрификация сельского хозяйства, 1935, № 4 (17).
80. Расчет гидравлического удара на гидростанциях, ГТС, 1935, № 8 (35).
81. Формы всасывающих труб и их проектирование, Труды Гидроэнергетического н. и. института (ГЭИ), вып. 4 (99).

1937

82. Деревянный трубопровод как регулятор давления, ГТС, 1937, № 11 (27).
83. Водяные двигатели, Техническая энциклопедия, изд. 2-е, т. 4 (73).

1938

84. Подбор водяных турбин для гидростанций помощью логарифмических характеристик, Труды Всесоюзного н.-и. института гидромашиностроения (ВИГМ), вып. 8 (70).
85. Двухступенчатая турбина, Там же (47).
86. Характеристика насосотурбины и потеря напора привода, Там же (51).
87. Замер расхода воды способами длительного и кратковременного смещения, Там же (51).
88. Совместно с И. В. Котеневым, Замер производительности насосов способами разжижения и центробежной силы, Там же (23).
89. Рецензия на: А. А. Отт, Гидравлика, Техническая книга, 1938, № 4 (5,6).
90. Совместно с И. В. Котеневым, Испытание насосов канала Москва — Волга, Информационный бюллетень, ВИГМ, № 1/2 (0,9).
91. Совместно с И. В. Котеневым, Испытание турбины Сходненской гидростанции, Там же (1).
92. Гидравлический удар в гидропрессовых установках, Там же (0,8).
93. Полевые исследования ВИГМ на канале Москва — Волга, Информационный бюллетень ВИГМ, 1938, № 4—5 (7,5).
94. Вопросы и задания на упражнения по курсу Гидравлические машины, Московский инженерно-строительный институт (МИСИ) (12).
95. Программа курса Утилизация водной энергии и гидравлические машины для специальности Гидротехническое строительство, ч. 1, Водяные турбины, Главное управление учебных заведений Народного комиссариата тяжелой промышленности, М., 1938 (13,5).

1939

96. Точность установочных испытаний водяных турбин, ГТС, 1939, № 10/11 (16,4).

1940

97. Классификация водяных турбин, Труды ВИГМ, вып. 11 (Сборник статей по гидротурбинам и насосам), 1940 (18).
98. Типизация рабочих колес малых и средних турбин, Там же (22).
99. Вопросы по курсу Водяные турбины, Всесоюзная промышленная академия им. Сталина (4,5).

1941

100. Совместно с В. С. Квятковским и Г. К. Курбаковым, Ближайшие перспективы производства малых и средних гидротурбин, Общее машиностроение, 1941, № 1 [Раздел по номенклатуре] (26).
101. Рецензия на: И. Н. Зубов и В. К. Козловская, Гидроэлектрические станции малой мощности, ГТС, 1941, № 2 (5,5).
102. Турбинное оборудование гидростанций, Госэнергоиздат (760).
Рец.: Губин Ф. Ф., ГТС, 1941, № 6.
103. Нормальная номенклатура малых турбин, Материалы к Совещанию по энергетическому и транспортному использованию малых рек СССР, Изд. АН СССР (10).

1943

104. Совместно с И. В. Котеневым, Упрощенная водяная турбина, Руководство для колхозных мастеров по ее подбору, изготовлению, установке и эксплуатации, Изд. Наркомзема СССР (146).

1945

105. Установочная наладка комбинаторной связи у турбин Каплана, ГТС, 1945, № 9 (24).
106. Редакция раздела (автор И. В. Котенев) по гидромеханике и общая консультация: Альбом гидроэлектрических станций малой мощности № 560, Центральный инженерный институт Красной Армии (87).

1946

107. Письмо в редакцию [с просьбой о доставке опытных материалов по гидрометрии], ГТС, 1946, № 8 (1,5).
108. Совместно с В. С. Квятковским, Выбор типа турбины Френсиса для мелких гидростанций, ГТС, 1946, № 10 (17,4).
109. Рецензия на: М. А. Мостков, Опыт теории гидроударных машин, ГТС, 1946, № 12 (3,9).
110. Нормы установочных испытаний малых водяных турбин, Утверждены для руководства Начальником Главсельэлектро Министерства земледелия СССР (118).

1947

111. Совместно с В. Е. Гольдиным, Номенклатура гидротурбин Френсиса, Каплана и пропеллерных, Междуведомственная нормаль министерств СССР: Машиностроения и приборостроения и Тяжелого машиностроения, ВИГМ (4,6).
112. На московских улицах 60 лет назад; из воспоминаний старого москвича, Москва — Волга, 19 сент. 1947 г. (1,4).
113. Письмо в редакцию [о приоритете на характеристики насосотурбин], ГТС, 1947, № 9 (3,7).
Отклики:
а) А. Альтшуль, Журнал, раболепствующий перед заграницей, «Литературная газета», 12 ноября 1947 г.
б) А. А. Сурин, ГТС, 1947, № 12.
114. Неравномерность хода гидротурбин и ее значение, ГТС, 1947, № 10 (17,2).

1948

115. Установочные испытания малых гидротурбин, Автореферат, ГТС, 1948, № 2 (6,9).
116. Графический анализ работы плотинных водоспусков, ГТС, 1948, № 6 (10,7).
117. Гидротурбины; общая часть, Энциклопедический справочник Машиностроение, т. 12, Машиздат (96).

1949

118. Подбор водяных турбин для гидроэлектростанций, Госэнергоиздат (420).
119. Редакция по гидромашинам: Немецко-русский гидротехнический словарь, под ред. М. М. Гришина, Гостехиздат (8,6).
120. Совместно с В. С. Квятковским, М. М. Орахелашвили, Г. Ф. Строевым, М. Н. Квитко, Н. А. Комиссаровым, Малые гидротурбины, под ред. В. С. Квятковского (стр. 10—17, 20—34) (9,3).
121. Совместно с В. Е. Гольдиным, Номенклатура гидротурбин Френсиса, Каплана и пропеллерных, междуведомственная нормаль [перепечатка № 111], Там же (4,6).

1951

122. Предвидение турбинных режимов у лопастных насосов, ГТС, 1951, № 4 (15,3).

1952

123. Коэффициенты полезного действия гидротурбины, гидроагрегата, гидроблока, ГТС, 1952, № 2 (15,9).
124. Новый вид турбинной топограммы; в статье: М. М. Орахелашвили, Самоторможение поворотнолопастной турбины уменьшением разворота ее лопастей, ГТС, 1952, № 2 (1,3).
125. Определение погрешности к. п. д. гидромашины при ее испытании, ГТС, 1952, № 6 (15,4).
126. Водостолбовой двигатель, БСЭ, изд. 2-е, т. 8 (0,75).
127. Водоструйный насос, Там же (7,2).
128. Воздушный колпак, Там же (1,6).
129. Совместно с С. А. Грановским, Гидравлическая турбина, Там же (51).
130. Гидравлический двигатель, Там же [до Исторической справки] (7,1).
131. Гидроавтомат, Там же (2,6).
132. Гидроаккумулятор, Там же (2,5).

1953

133. Значение удлинения всасывающей трубы для повышения к. п. д. гидротурбины, «Котлотурбостроение», 1953, № 5 (32).
134. Дисковые потери гидротурбин, Бюллетень технической информации ВИГМ, № 2 (40).
135. Терминология гидротурбин, Сборник рекомендуемых терминов, вып. 21, Комитет технической терминологии АН СССР (108).
136. Рецензент книги: МВТУ, Сборник статей № 18, Гидромашиностроение, под ред. М. И. Куколевского, Машгиз (520).
137. Реферат: Марек, Современные гидротурбины, «Реферативный журнал, Механика», 1953, № 1, реферат № 152 (0,8).
138. Реферат: Сивер, Развитие использования водной энергии. Там же, № 153 (1,5).
139. Реферат: Вильсон, Регулирование посредством тормозной активной турбины, Там же, № 154 (1,8).
140. Реферат: Лаптон, Графический анализ явлений гидравлического удара в насосных системах, Там же, № 2, № 646 (1).
141. Реферат: Крюдсон, Ударное разъедание в турбинах, Там же, № 662 (2).
142. Камера гидротурбины, БСЭ, изд. 2-е, т. 19 (0,8).
143. Каплана турбина, Там же, т. 20 (0,2).
144. Ковшовая турбина, Там же, т. 21 (1).

1954

145. Правила испытаний натурных гидротурбин [обзор], Труды ВИГМ, вып. 18, Машгиз (2,1).
146. Гидротурбины прямого привода; правила установочно-контрольных испытаний; ведомственная нормаль Министерства машиностроения и приборостроения, Там же (97).

1955

147. Потери энергии в реактивных турбинах, их опытное определение, расчет и пересчет, Бюллетень технической информации ВИГМ, 1955, № 3/60 (6,3).
148. Что известно на Западе и в СССР о потерях энергии в гидротурбинах, Там же, № 5/62 (14,6).
149. Турбинное оборудование гидростанций, изд. 2-е, заново переработанное, Госэнергоиздат (1280).

Рец.:

а) М. А. Мостков, ГТС, 1956, № 1.

б) «Уотер Пауэр» (Лондон), сентябрь 1956; перевод рецензии в ГТС, 1956, № 11.

в) М. Стржелецкий, «Форшунг ауф дем Гебите дес Инженьервезенс» (Дюссельдорф), 1958, тетр. 4.

г) С. Колупайла, «Эплайд Микэникс Ревьюс» (Техас, США), 1958, № 5 (май).

150. Реферат: Ю. У. Эдель, О некоторых источниках потерь энергии в ковшевых турбинах, Реферативный журнал, Механика, 1955, № 8, реферат № 4300 (1).
151. Подбор водяных турбин для гидроэлектростанций [работа № 118], Перевод на китайский язык Чжань Дин-Теня, Издание Министерства топливной промышленности Китайской Народной Республики, Пекин (420).

1956

152. Кольцевая активная турбина, Информация по иностранной технике ВИГМ, № 3 (48).

1957

153. Длины современных отсасывающих труб, «Энергомашиностроение», 1957, № 2 (20).
154. Звуковой способ измерения расхода натурных гидротурбин, Там же, № 7 (8,3).
155. Недоучет некоторых явлений при опытном определении к. п. д. гидротурбин и других гидромашин, Там же, № 10 (31).
156. Об уравнении Бернулли для слабосжимаемых жидкостей, Известия Академии наук СССР, Отделение технических наук, 1957, № 2 (9,7).

Там же: В. В. Мусатов, замечания к статье.

157. Гидрометрия гидротехнических сооружений и гидромашин, Госэнергоиздат, 1957 (1230).

Рец.:

а) Я. Н. Флексер, Измерительная техника, 1958, № 1.

б) С. Колупайла, «Эплайд Микэникс Ревьюс» (Техас), март 1958.

в) М. Стржелецкий, «Форшунг ауф дем Гебитс дес Инженьервезенс» (Дюссельдорф), 1958, тетр. 4.

г) «Ля Уиль Бляни» (Гренобль, Франция), 1958, № 4.

158. Высоконапорный турбинный стенд в лаборатории Морган Смит. ВИГМ, Информация по иностранной технике, 1957, № 1 (11,5).
159. Письмо в редакцию [дополнение к статье № 155], «Энергомашиностроение», 1957, № 12 (1,2).

1958

160. Опытное сравнение пропускной способности отсасывающих труб гидротурбин, Бюллетень научно-технической информации по гидромашиностроению ВИГМ, 1958, № 2 (5,7).
161. O temps, suspends ton vol. 1 Miscellanées Probleme № 82, Réponse № 2, „Ля Уиль Бляни", 1958, № 3 (2, 7).
162. Applying Bernoulli's equation to slightly compressible liquids, „Уотер Пауэр" (Лондон), апрель 1958 (перевод работы № 156) (9, 7).
163. Гидравлическая турбина, «Энциклопедический словарь» в 3 томах, т. 1 (1,3).
164. Насосотурбина, Там же, т. 2.

1959

165. Les caprices d'un puits artésien, Miscellanées Probleme № 62, Reponse № 3, „Ля Уиль Бляни", 1959 № 1 (5, 0).
166. Виды потерь энергии в реактивной гидротурбине и пересчет ее к. п. д. с модели на натуру, «Труды ВИГМ», вып. 23 (522).
167. Выгоднейшая длина отсасывающей трубы гидротурбины, Там же (155).
168. К теории руслового гидродвигателя, Там же (1,2).
169. Кольцевая активная гидротурбина, Там же (47).

1960

170. L'eau... cult. Miscellanées, Probleme № 88 Reponse № 2, „Ля Уиль Бляни", 1960, № 1 (4, 3).
171. Испытание крупнейшей турбины на Угличской гидростанции и исследование восстановления кинетической энергии в ее нижнем бьефе, Труды ВИГМ, вып. 26 (2,18).

РУКОПИСИ

172. Турбинное оборудование гидростанций [перевод работы № 149 на китайский язык], Издательство литературы по энергетической промышленности, КНР (Пекин) (1280).
173. Повышение гидроагрегатами к. п. д. и выработки энергии при переводе их на переменную скорость вращения и при электропередаче постоянным током (80).
174. Современные вертикальные многосопловые ковшевые турбины (9,7).
175. Размеры машинных зданий современных гидростанций (25,8).
176. Тепловой способ определения к. п. д. гидротурбины (26,6).
177. Пополнение терминологии гидротурбин (8,2).
178. Первое русское руководство по гидротурбинам (12).
179. Пути моей жизни около воды и около книги (воспоминания инженера-гидротехника).
180. Качественное сравнение современных советских типов реактивных гидротурбин.

СТАТЬИ О НАУЧНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ Н. М. ЩАПОВА

1. Николай Михайлович Щапов, творческий путь (К 50-летию научно-педагогической деятельности) (с фотографией), Труды ВИГМ, вып. 23, М., 1959.
2. Н. М. Щапов (некролог), «Строительная газета», 3 июня 1960 г.
3. Николай Михайлович Щапов, ГТС, 1960, № 8.

ОПЕЧАТКИ И ИСПРАВЛЕНИЯ

Страница	Столбец, строка	Напечатано	Должно быть
25	Левый, 2 снизу	(в старом	(в новом
93	Правый, 27 снизу	в старом	в новом
174	Подпись под рис. 11-19	Р553-ВМ	Р553-ВМ-80
266	Правый, 12 сверху	которое может быть разным	которые могут быть разными
285	Левый, 1 снизу	(рис. 16-19).	(рис. 16-27 и 16-29).
287	Левый, 10 сверху	рис. 16-28, *а*.	рис. 16-32, *а*.
287	Левый, 15 сверху	(рис. 16-31, *в* и *г*).	(рис. 16-32, *в* и *г*).
287	Правый, 8 сверху	рис. 16-30	рис. 16-28, *а*
319	Правый, 1 снизу		4. Nicolas Chtchapov (1881—1960). «Ля Уиль Бляншь» 1960, № 5.

Щ а п о в Н. М., Турбинное оборудование гидростанций, Госэнергоиздат, 1961.